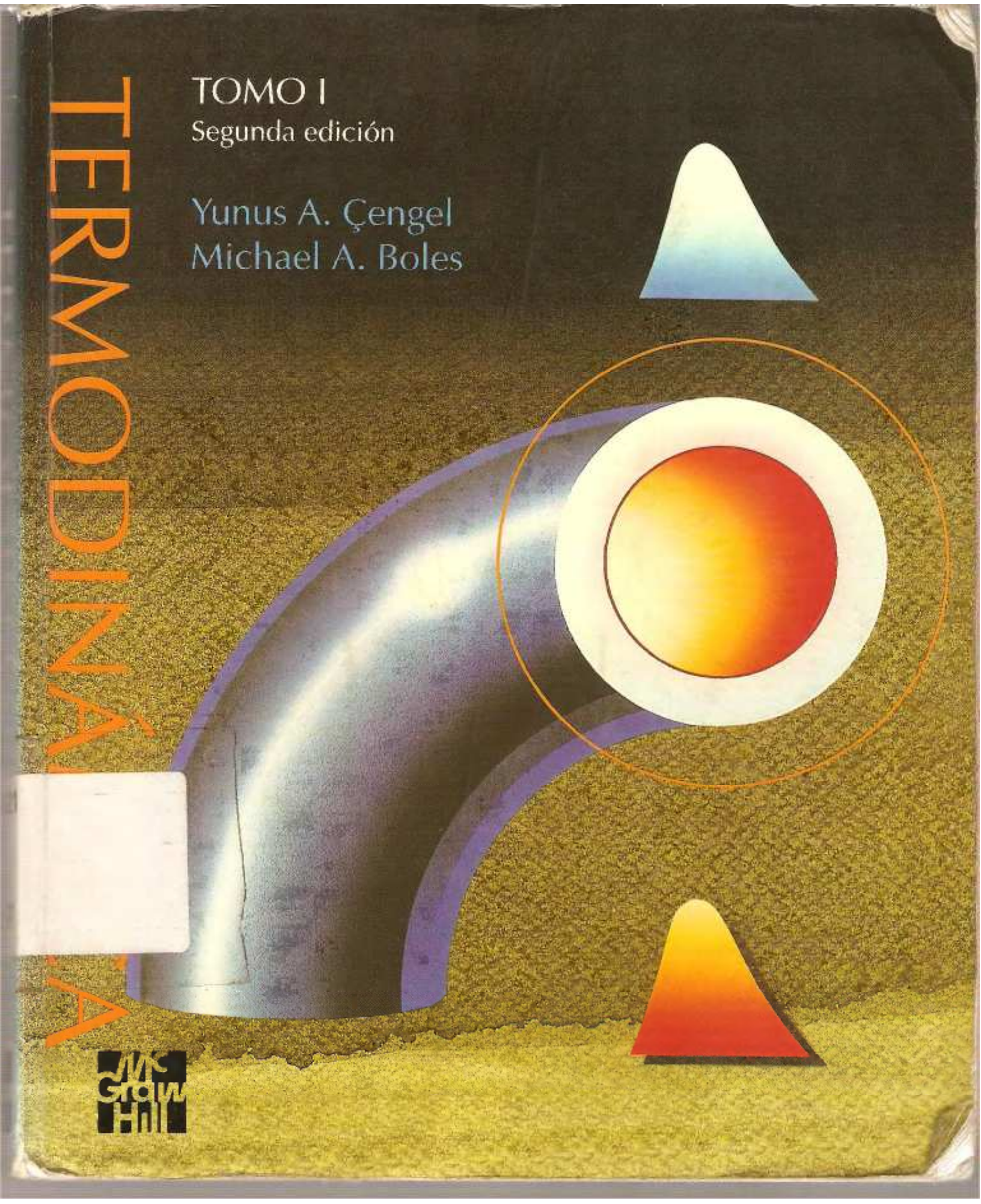
TERMODINÁMICA

TOMO I

Segunda edición

Yunus A. Çengel
Michael A. Boles



Mc Graw Hill

Factores de conversión

DIMENSIÓN	MÉTRICO	MÉTRICO/INGLÉS
Aceleración	1 $m/s^2 = 100\ cm/s^2$	1 $m/s^2 = 3.2808\ pie/s^2$ 1 $pie/s^2 = 0.3048^*\ m/s^2$
Área	1 $m^2 = 10^4\ cm^2 = 10^6\ mm^2$ $= 10^{-6}\ km^2$	1 $m^2 = 1\ 550\ pulg^2 = 10.764\ pie^2$ 1 $pie^2 = 144\ pulg^2 = 0.09290304^*\ m^2$
Densidad	1 $g/cm^3 = 1\ kg/L = 1\ 000\ kg/m^3$	1 $g/cm^3 = 62.428\ lbm/pie^3 = 0.036127\ lbm/pulg^3$ 1 $lbm/pulg^3 = 1\ 728\ lbm/pie^3$ 1 $kg/m^3 = 0.062428\ lbm/pie^3$
Energía, calor, trabajo, energía específica	1 kJ = 1 000 J = 1 000 Nm = 1 kPa · m^3 1 kJ/kg = 1 000 m^2/s 1 kWh = 3 600 kJ 1 cal† = 4.184 J 1 IT cal† = 4.1868 J 1 Cal† = 4.1868 kJ	1 kJ = 0.94782 Btu 1 Btu = 1.055056 kJ = 5.40395 psia · pie^3 = 778.169 lb · pie 1 Btu/lbm = 25 037 $pie^2/s^2 = 2.326^*$ kJ/kg 1 kJ/kg = 0.430 Btu/lbm 1 kWh = 3 412.14 Btu
Fuerza	1 N = 1 kg · $m/s^2 = 10^5$ dina 1 kgf = 9.80665 N	1 lbf = 32.174 lbm · $pie/s^2 = 4.44822$ N 1 N = 0.22481 lbf
Longitud	1 m = 100 cm = 1 000 mm 1 km = 1 000 m	1 m = 39.370 pulg = 3.2808 pie = 1.0926 yd 1 pie = 12 pulg = 0.3048* m 1 milla = 5 280 pie = 1.6093 km 1 pulg = 2.54* cm
Masa	1 kg = 1 000 g 1 ton métrica = 1 000 kg	1 kg = 2.2046226 lbm 1 lbm = 0.45359237* kg 1 slug = 32.174 lbm = 14.5939 kg 1 ton corta = 2 000 lbm = 907.1847 kg

* Factores de conversión exactos entre unidades métricas e inglesas.

† La caloría se define originalmente como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de 1 g de agua en 1°C. Pero varía con la temperatura. La caloría de la tabla de vapor internacional —IT— (generalmente preferida por los ingenieros) es exactamente de 4.1868 J por definición y corresponde al calor específico del agua a 15°C. La caloría termoquímica (preferida por los físicos) es exactamente 4.184 J por definición y corresponde al calor específico del agua a temperatura ambiente. La diferencia entre las dos es aproximadamente de 0.06 por ciento, lo que es despreciable. La Caloría con mayúscula utilizada por los nutriólogos es en realidad una kilocaloría (1 000 calorías IT).

DIMENSIÓN	MÉTRICO	MÉTRICO/INGLÉS
Potencia, relación de transferencia de calor	1 W = 1 J/s 1 kW = 1 000 W = 1.341 hp 1 hp‡ = 745.7 W	1 kW = 3 412.14 Btu/h = 0.73756 lbf · pie/s 1 hp = 550 lbf · pie/s = 0.7068 Btu/s = 42.41 Btu/min = 2 544.5 Btu/h = 0.74570 kW 1 Btu/h = 1.055056 kJ/h 1 ton de refrigeración = 200 Btu/min
Presión	1 Pa = 1 N/m^2 1 kPa = 10^3 Pa = 10^{-3} MPa 1 atm = 101.325 kPa = 1.01325 bars = 760 mmHg a 0°C = 1.03323 kgf/cm^2 1 mmHg = 0.1333 kPa	1 Pa = 1.4504×10^{-4} psia = 0.020886 lbf/pie^2 1 psia = 144 lbf/pie^2 = 6.894757 kPa 1 atm = 14.696 psia = 29.92 pulgHg a 30°F 1 pulgHg = 3.387 kPa
Calor específico	1 kJ/(kg · °C) = 1 kJ/(kg · K) = 1 J/(g · °C)	1 Btu/(lbm · °F) = 4.1868 kJ/(kg · °C) 1 Btu/(lbmol · R) = 4.1868 kJ/(kmol · K) 1 kJ/(kg · °C) = 0.23885 Btu/(lbm · °F) = 0.23885 Btu/(lbm · R)
Volumen específico	1 m^3/kg = 1 000 L/kg = 1 000 cm^3/g	1 m^3/kg = 16.02 pie^3/lbm 1 pie^3/lbm = 0.062428 m^3/kg
Temperatura	T (K) = T (°C) + 273.15 ΔT (K) = ΔT (°C)	T (R) = T (°F) + 459.67 = 1.8 T (K) T (°F) = 1.8 T (°C) + 32 ΔT (°F) = ΔT (R) = 1.8* ΔT (K)
Velocidad	1 m/s = 3.60 km/h	1 m/s = 3.2808 pie/s = 2.237 mi/h 1 mi/h = 1.609 km/h
Volumen	1 m^3 = 1 000 L = 10^6 cm^3 (cc)	1 m^3 = 6.1024×10^4 $pulg^3$ = 35.315 pie^3 = 264.17 gal (U.S.) 1 U.S. galón = 231 $pulg^3$ = 3.7854 L

‡ Caballo de vapor mecánico. El caballo de vapor eléctrico se toma exactamente igual a 746 W.

Algunas constantes físicas

Constante universal de los gases	$R_u = 8.31434$ kJ/(kmol · K) $= 8.31434$ kPa · m³/(kmol · K) $= 0.0831434$ bar · m³/(kmol · K) $= 82.05$ L · atm/(kmol · K) $= 1.9858$ Btu/(lbmol · R) $= 1\,545.35$ pie · lbf/(lbmol · R) $= 10.73$ psia · pie³/(lbmol · R)
Aceleración estándar de la gravedad	$g = 9.80665$ m/s² $= 32.174$ pie/s²
Presión atmosférica estándar	1 atm = 101.325 kPa = 1.01325 bar = 14.696 psia = 760 mmHg (0°C) = 29.9213 pulgHg (32°F) = 10.3323 mH_2O (4°C)
Constante de Stefan-Boltzmann	$\sigma = 5.66961 \times 10^{-8}$ W/(m² · K⁴) $= 0.1714 \times 10^{-8}$ Btu/(h · pie² · R⁴)
Constante de Boltzmann	$k = 1.380622 \times 10^{-23}$ kJ/(kmol · K)
Velocidad de la luz en el vacío	$c = 2.9979 \times 10^8$ m/s $= 9.836 \times 10^8$ pie/s
Velocidad del sonido en aire seco a 0°C y 1 atm	C = 331.36 m/s = 1 089 pie/s
Calor de fusión del agua a 1 atm	$h_{if} = 333.7$ kJ/kg $= 143.5$ Btu/lbm
Calor de vaporización del agua a 1 atm	$h_{fg} = 2\,257.1$ kJ/kg $= 970.4$ Btu/lbm

Contenido

Prefacio		xvii
Nomenclatura		xxv
1 ■	**CONCEPTOS BÁSICOS DE LA TERMODINÁMICA**	**1**
1-1	Termodinámica y energía	2
1-2	Nota acerca de las dimensiones y unidades	4
1-3	Sistemas cerrados y abiertos	8
1-4	Formas de energía	9
1-5	Propiedades de un sistema	12
1-6	Estado y equilibrio	13
1-7	Procesos y ciclos	14
1-8	El postulado de estado	16
1-9	Presión	17
1-10	Temperatura y la ley cero de la termodinámica	21
1-11	Resumen	26
	Referencias y lecturas sugeridas	27
	Problemas	27
2 ■	**PROPIEDADES DE LAS SUSTANCIAS PURAS**	**37**
2-1	Sustancia pura	38
2-2	Fases de una sustancia pura	38

2-3 Procesos de cambio de fase de sustancias puras 39
2-4 Diagramas de propiedades para procesos de cambio de fase 44
2-5 La superficie *P-v-T* 50
2-6 Tablas de propiedades 51
2-7 La ecuación de estado de gas ideal 63
2-8 Factor de compresibilidad —una medida de la desviación del comportamiento de gas ideal 66
2-9 Otras ecuaciones de estado 70
2-10 Resumen 75
Referencias y lecturas sugeridas 76
Problemas 77

3 ■ LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA: SISTEMAS CERRADOS 91

3-1 Introducción a la primera ley de la termodinámica 92
3-2 Transferencia de calor 92
3-3 Trabajo 100
3-4 Formas mecánicas del trabajo 104
3-5 La primera ley de la termodinámica 116
3-6 Un enfoque sistemático a la solución de problemas 120
3-7 Calores específicos 128
3-8 Energía interna, entalpía y calores específicos de gases ideales 130
3-9 Energía interna, entalpía y calores específicos de sólidos y líquidos 139
3-10 Aspectos termodinámicos de sistemas biológicos 141
3-11 Resumen 148
Referencias y lecturas sugeridas 150
Problemas 150

4 ■ LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA: VOLÚMENES DE CONTROL 177

4-1 Análisis termodinámico de volúmenes de control 178
4-2 El proceso de flujo permanente 184
4-3 Algunos dispositivos de ingeniería de flujo permanente 189
4-4 Procesos de flujo no permanente 204
4-5 Resumen 216
Referencias y lecturas sugeridas 218
Problemas 218

5 ■ LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA 239

5-1 Introducción a la segunda ley de la termodinámica 240
5-2 Depósitos de energía térmica 241
5-3 Máquinas térmicas 242
5-4 Refrigeradores y bombas de calor 249
5-5 Máquinas de movimiento perpetuo 255
5-6 Procesos reversible e irreversible 257
5-7 El ciclo de Carnot 262
5-8 Los principios de Carnot 265
5-9 La escala termodinámica de temperaturas 266
5-10 La máquina térmica de Carnot 268
5-11 El refrigerador y la bomba de calor de Carnot 273
5-12 Resumen 275
Referencias y lecturas sugeridas 277
Problemas 277

6 ■ ENTROPÍA 295

6-1 La desigualdad de Clausius 296
6-2 Entropía 298
6-3 El principio del incremento de entropía 302
6-4 Causas del cambio de entropía 313
6-5 ¿Qué es la entropía? 315
6-6 Diagramas de propiedades que incluyen a la entropía 319
6-7 Las relaciones $T\,ds$ 322
6-8 El cambio de entropía de sustancias puras 324
6-9 El cambio de entropía de sólidos y líquidos 329
6-10 El cambio de entropía de gases ideales 332
6-11 Trabajo de flujo permanente reversible 340
6-12 Minimización del trabajo del compresor 344
6-13 Eficiencias adiabáticas de algunos dispositivos de flujo permanente 348
6-14 Resumen 356
Referencias y lecturas sugeridas 360
Problemas 361

7 ■ ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY SISTEMAS DE INGENIERÍA 387

7-1 Disponibilidad —potencial de trabajo máximo 388
7-2 Trabajo reversible e irreversibilidad 390
7-3 Eficiencia de la segunda ley 397

7-4 Análisis de la segunda ley en sistemas cerrados 401
7-5 Análisis de la segunda ley en sistemas de flujo permanente 411
7-6 Análisis de la segunda ley en sistemas de flujo no permanente 416
7-7 Aspectos de la segunda ley en la vida diaria 422
7-8 Resumen 426
Referencias y lecturas sugeridas 429
Problemas 429

APÉNDICE 1 ■ TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES DEL SI) A-3

Tabla A-1 Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico A-4
Tabla A-2 Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes A-5
Tabla A-3 Calores específicos y densidades de sólidos y líquidos comunes A-8
Tabla A-4 Agua saturada —tabla de temperaturas A-10
Tabla A-5 Agua saturada —tabla de presiones A-12
Tabla A-6 Agua sobrecalentada A-14
Tabla A-7 Agua líquida comprimida A-18
Tabla A-8 Hielo saturado —vapor de agua A-19
Figura A-9 Diagrama *T-s* para el agua A-20
Figura A-10 Diagrama de Mollier para el agua A-21
Tabla A-11 Refrigerante saturado 12 —tabla de temperatura A-22
Tabla A-12 Refrigerante saturado 12 —tabla de presión A-23
Tabla A-13 Refrigerante sobrecalentado 12 A-24
Figura A-14 Diagrama *P-h* para el refrigerante 12 A-27
Tabla A-15 Refrigerante 134a saturado A-28
Tabla A-16 Refrigerante 134a sobrecalentado A-30
Tabla A-17 Propiedades de gas ideal del aire A-34
Tabla A-18 Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2 A-36
Tabla A-19 Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2 A-38
Tabla A-20 Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2 A-40
Tabla A-21 Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO A-42
Tabla A-22 Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2 A-44
Tabla A-23 Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O A-45
Tabla A-24 Propiedades de gas ideal del oxígeno monoatómico, O A-47

Tabla A-25	Propiedades de gas ideal del hidróxido, OH	A-47
Tabla A-26	Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25°C, 1 atm	A-48
Tabla A-27	Entalpía de combustión y entalpía de vaporización a 25°C, 1 atm	A-49
Tabla A-28	Logaritmos base e de la constante de equilibrio K_p	A-50
Tabla A-29	Constantes que aparecen en las ecuaciones de estado Beattie-Bridgeman y Benedict-Webb-Rubin	A-51
Figura A-30	Gráfica generalizada de compresibilidad	A-52
Figura A-31	Gráfica generalizada de desviación de entalpía	A-55
Figura A-32	Gráfica generalizada de desviación de entropía	A-57
Figura A-33	Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total	A-59
Tabla A-34	Funciones de flujo compresible isentrópico unidimensional para un gas ideal con calores específicos y masa molar constantes, y $k = 1.4$	A-60
Tabla A-35	Funciones de choque normal unidimensional para un gas ideal con calores específicos y masa molar constantes, y $k = 1.4$	A-61

APÉNDICE 2 ■ TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES INGLESAS)

Tabla A-1E	Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico	A-64
Tabla A-2E	Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes	A-65
Tabla A-3E	Calores específicos y densidades de sólidos y líquidos comunes	A-68
Tabla A-4E	Agua saturada —tabla de temperaturas	A-69
Tabla A-5E	Agua saturada —tabla de presiones	A-70
Tabla A-6E	Agua sobrecalentada	A-72
Tabla A-7E	Agua líquida comprimida	A-76
Tabla A-8E	Hielo saturado —vapor de agua	A-77
Figura A-9E	Diagrama T-s para el agua	A-78
Figura A-10E	Diagrama de Mollier para el agua	A-79
Tabla A-11E	Refrigerante saturado 12 —tabla de temperatura	A-80
Tabla A-12E	Refrigerante saturado 12 —tabla de presión	A-81
Tabla A-13E	Refrigerante sobrecalentado 12	A-82
Figura A-14E	Diagrama P-h para el refrigerante 12	A-85
Tabla A-15E	Refrigerante saturado 134a	A-86

Tabla A-16E	Refrigerante sobrecalentado 134a	A-88
Tabla A-17E	Propiedades de gas ideal del aire	A-91
Tabla A-18E	Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2	A-93
Tabla A-19E	Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2	A-95
Tabla A-20E	Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2	A-97
Tabla A-21E	Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO	A-99
Tabla A-22E	Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2	A-101
Tabla A-23E	Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O	A-102
Tabla A-26E	Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 77°F, 1 atm	A-104
Tabla A-27E	Entalpía de combustión y entalpía de vaporización a 77°F, 1 atm	A-105
Tabla A-29E	Constantes que aparecen en las ecuaciones de estado Beattie-Bridgeman y Benedict-Webb-Rubin	A-106
Figura A-33E	Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total	A-107

APÉNDICE 3 ■ ACERCA DEL *SOFTWARE* **A-109**

Índice **I-1**

Prefacio

La termodinámica es una ciencia fundamental que estudia la energía, y desde hace mucho ha sido parte esencial de los programas de estudio de ingeniería en todo el mundo. Este texto introductorio se propone para cursos universitarios de ingeniería y contiene suficiente material para dos cursos sucesivos de termodinámica.

El enfoque clásico o macroscópico se emplea a lo largo del texto, en el cual los argumentos microscópicos desempeñan un adecuado apoyo. Este enfoque concuerda más con la intuición de los estudiantes y permite que el aprendizaje del tema sea mucho más sencillo.

Nuestra filosofía, que contribuyó a la aceptación de la primera edición, continúa invariable: hablar directo a las mentes de los ingenieros del mañana, en una forma simple pero precisa, así como estimular el pensamiento creativo y propiciar una comprensión más profunda del tema. Nuestra meta en la primera edición fue ofrecer un libro de texto de ingeniería que los estudiantes leyeran con interés y entusiasmo, en lugar de uno que se usara como libro de referencia para resolver problemas. Queremos tocar las mentes curiosas, llevarlas por un viaje placentero al sorprendente mundo de la termodinámica y explorar las maravillas de esta emocionante ciencia. La respuesta entusiasta que recibimos de los usuarios de la primera edición, que abarcó desde pequeños colegios hasta grandes universidades, indica que se han logrado nuestros objetivos.

LO NUEVO EN LA SEGUNDA EDICIÓN

La mayoría de los usuarios encuestados de la primera edición expresaron una gran satisfacción con el texto y nos preguntaron si se iban a realizar cambios. La

respuesta es que conservamos todas las características que hicieron popular la primera edición y agregamos otras. Los nuevos rasgos de esta segunda edición se destacan así:

- Se agregaron más de 250 nuevos problemas. Por lo cual, el número total de éstos ascendió a más de 2 000. Se hizo un esfuerzo especial para incorporar algunos problemas relacionados con la seguridad, con el fin de estimular la conciencia en la seguridad necesaria en la ingeniería.
- Se añadieron *Problemas de repaso*, cerca de 300, a la sección de problemas de cada capítulo para permitir a los instructores asignar problemas más completos y sin relación directa con alguna sección específica de un capítulo.
- Como respuesta al cada vez mayor énfasis puesto en el diseño, la creatividad y el empleo de computadoras en la enseñanza de la ingeniería se incluyó, al final de la sección de problemas una nueva parte de *Problemas de computadora, diseño y ensayo* con más de 120 ejercicios.
- Se incorporó cierta perspectiva histórica a lo largo del texto, como el desarrollo de refrigerantes en el capítulo 10, para aumentar la legibilidad del libro y atraer a más estudiantes.
- En el texto se incorpora nueva información, como la relacionada con desarrollos recientes en máquinas de dos tiempos y turboventiladores, en especial en los últimos capítulos dedicados a las aplicaciones.
- Una nueva sección titulada *Aspectos termodinámicos de sistemas biológicos* se incorporó al capítulo 3, complementada con tablas del contenido de energía metabolizable de alimentos comunes y del consumo de energía durante actividades cotidianas.
- En el capítulo 7 se añadió otra sección, titulada *Aspectos cotidianos de la segunda ley*, útil para establecer paralelismos entre los conceptos aparentemente abstractos relacionados con la segunda ley —como disponibilidad, irreversibilidad y eficiencia de la segunda ley— y los sucesos de la vida ordinaria. Además, la subsección *Entropía y nosotros* en el capítulo 6 se amplió como parte de un esfuerzo continuo por desmitificar el concepto de entropía.
- El *software* se amplió de manera considerable, para permitir a los estudiantes solucionar de problemas de diseño y responder preguntas del tipo "qué pasa si". Con el *software* amigable que se incluye en el libro,* los estudiantes pueden analizar ciclos de potencia de vapor y de gas de diferentes niveles de complejidad, efectuar análisis de combustión de diversos combustibles en sistemas cerrados y de flujo permanente, y evaluar las propiedades de mezclas de vapor de aire-agua, así como las propiedades del vapor, refrigerantes y diferentes gases.

Con excepción de algunos ajustes, el cuerpo principal del texto permaneció invariable. Para los lectores familiarizados con la primera edición, los cambios más importantes en los diferentes capítulos se resumen a continuación.

* *N. del E.* En esta edición en español el *software* se incluye en el segundo volumen.

Resumen de cambios específicos en el cuerpo principal del texto

Capítulo 1	Se amplió la exposición sobre dimensiones y unidades en la sección 1-2. El calor y el trabajo se explican brevemente, como interacciones de la energía, en la sección 1-5. El termómetro de gas a volumen constante se describe en detalle en la sección 1-10, junto a las escalas de temperatura absoluta.
Capítulo 2	Se incluyó una tabla de las propiedades del punto triple, y la variación de la presión atmosférica y de la temperatura de ebullición del agua con la altura se tabulan en la sección 2-3. Se añadió una sección sobre el estado y los valores de referencia, y se presenta un ejemplo completo para mostrar el empleo de las tablas de propiedades en la sección 2-6. Asimismo, se brinda una mejor aproximación para la entalpía de un líquido comprimido.
Capítulo 3	En la sección 3-2 se repasan los análisis sobre el calor, se analiza la teoría del calórico y los modos de la transferencia térmica. Para complementar el tema se presentan con brevedad otras formas de trabajo en la sección 3-3. Se presenta un enunciado formal de la primera ley en la sección 3-5. Para compartir alguna información acerca de las dietas y el ejercicio se añadió una nueva sección: *Aspectos termodinámicos de sistemas biológicos*, que se complementa con tablas del contenido de energía metabolizable de alimentos comunes y del consumo de energía durante actividades cotidianas.
Capítulo 4	En la sección 4-1 se describe el flujo unidimensional. En la sección 4-4 se estudian las relaciones generales para la masa y balances de energía de volúmenes de control.
Capítulo 5	Se define el *valor nominal de eficiencia energética* (VNER) utilizado en la práctica y su relación con el coeficiente de operación (COP) se presenta en la sección 5-4. Un mayor análisis acerca de máquinas de movimiento perpetuo se da en la sección 5-5. Una nueva subsección, *Calidad contra cantidad en la vida cotidiana*, se agrega en la sección 5-10.
Capítulo 6	Se deduce de manera formal la desigualdad de Clausius en la sección 6-1. Se reescribió por completo la sección 6-3, acerca del principio del incremento de la entropía, destacando el concepto del balance de ésta, y se añadió una nueva subsección, *Generación de entropía asociada con un proceso de transferencia de calor*. Se profundizaron los análisis en la subsección *Entropía y nosotros* en la sección 6-5.

Capítulo 7	Una nueva subsección, *Transferencia de disponibilidad con interacciones de calor y trabajo*, se añadió en la sección 7-2. Se presenta una definición formal de la eficiencia de la segunda ley en la sección 7-3 y se amplió la exposición para incluir diversos dispositivos de flujo estable. Se incorporó una nueva sección, *Aspectos cotidianos de la segunda ley*.
Capítulo 8	A la luz de los nuevos logros, se actualizaron las exposiciones acerca de las máquinas de dos tiempos, en la sección 8-5, y de los turboventiladores en la sección 8-11.
Capítulo 9	En la sección 9-2 se define la *relación de calor* y su relación con la eficiencia térmica. Se revisa el material sobre el ciclo de recalentamiento Rankine en la sección 8-5.
Capítulo 10	En la sección 10-5 se ampliaron las exposiciones relativas a refrigerantes con una nueva perspectiva sobre el ascenso y la caída del refrigerante de mayor uso, el freón 12.
Capítulo 13	En la sección 13-5 se profundizaron los análisis sobre bienestar humano.
Capítulo 14	Se reescribió la subsección *Sistemas de flujo estable*, de la sección 14-4. Los cambios de entropía de sistemas reactivos se revisan en la sección 14-5.
Apéndice	Las tablas de propiedades del nitrógeno (tabla A-15, 16, 15E y 16E) se sustituyeron por tablas de propiedades del refrigerante 134a, inocuo para el ozono. El resto de las tablas y gráficas permanecieron sin cambios. Se revisaron los factores de conversión en la cubierta interior y se añadió una tabla de constantes físicas empledas con frecuencia.

La termodinámica se percibe como un tema difícil, con el cual la mayoría de los estudiantes temen experimentar. Los autores creen, por el contrario, que la termodinámica es un tema sencillo y que una mente observadora no debe tener dificultad para entenderlo. Después de todo, los principios de la termodinámica se basan en nuestras experiencias diarias y en observaciones experimentales. La termodinámica es una ciencia madura y los temas cubiertos en los textos introductorios son muy claros. De hecho, los textos no difieren en el enfoque utilizado. En este texto se aplica en todo momento un enfoque físico más intuitivo. A menudo se establecen paralelismos entre la materia y las experiencias cotidianas de los estudiantes, de manera que puedan relacionarla con lo que ya conocen.

Los ingenieros, anteriormente, dedicaban gran parte de su tiempo a sustituir valores en fórmulas y obtener resultados numéricos. Pero eso ya no ocurrirá, gracias a que las manipulaciones con fórmulas y números ahora se dejan a las computadoras. Los ingenieros del mañana necesitarán una clara y firme com-

prensión de los principios básicos para formular e interpretar los resultados de problemas más complejos. Aquí hay un esfuerzo consciente para conducir a los estudiantes en esa dirección.

El material de este texto se presenta a un nivel que los estudiantes promedio pueden seguir con facilidad. Se habla *a* los estudiantes, no por encima de ellos. En efecto, el material es autoinstructivo, lo que deja al maestro en libertad de emplear el tiempo de clase de manera más productiva.

El orden de la estructura es de lo simple a lo general. Esto es, se empieza con el caso más sencillo y poco a poco se van añadiendo complejidades. De este modo, los principios básicos se aplican repetidamente a diferentes sistemas y los estudiantes aprenden cómo aplicar los principios en lugar de cómo simplificar una fórmula general. Puesto que los principios termodinámicos se basan en observaciones experimentales, todas las deducciones en este texto se sustentan en fundamentos físicos; por lo cual son fáciles de seguir y entender.

Las figuras, importantes herramientas de aprendizaje, ayudan a los estudiantes a obtener la "imagen". Atraen la atención y estimulan la curiosidad e interés. El texto hace un uso efectivo de las gráficas y es probable que contenga más figuras e ilustraciones que cualquier otro libro de termodinámica. Algunas de las figuras no funcionan en el sentido tradicional. Más bien sirven como un medio para subrayar algunos enunciados clave —que de otro modo pasarían inadvertidos— o como resúmenes de párrafos. La conocida caricatura de "Lorenzo" se emplea para plasmar de manera humorística algunos puntos importantes y, también, para romper el hielo y calmar los nervios. ¿Quién dice que estudiar termodinámica no es divertido?

Cada capítulo contiene numerosos ejemplos ampliamente trabajados, que clarifican el material e ilustran el uso de los principios básicos. Un enfoque consistente y sistemático se emplea en la solución de los problemas ejemplo, con particular atención al apropiado empleo de las unidades. Para ilustrar con claridad la geometría y el tipo de proceso implicado, un dibujo y un diagrama de proceso se incluyen en la mayor parte de los ejemplos.

El material se presenta en orden lógico. Primero, se repasan varios conceptos y se definen algunos nuevos, para establecer una base firme en el desarrollo de los principios termodinámicos. Luego se discuten las propiedades de sustancias puras y se ilustra el uso de las tablas de propiedades. En este punto se presenta la aproximación de gas ideal, junto a otras ecuaciones de estado, y se examina la desviación del comportamiento de gas ideal mediante el uso de diagramas de compresibilidad. Después de la presentación del calor y el trabajo, se explica el principio de la conservación de la energía para un sistema cerrado. Al análisis del flujo de energía sigue el desarrollo del principio de la conservación de la energía para volúmenes de control, primero para sistemas de flujo permanente y después para sistemas generales de flujo no permanente. La explicación de las relaciones de la segunda ley sigue el mismo orden, subrayando de manera especial la generación de la entropía. Los conceptos de disponibilidad, trabajo reversible e irreversibilidad se exponen mediante ejemplos familiares, antes de aplicarlos a sistemas de ingeniería más complejos. Después los principios de la termodinámica se aplican a diferentes áreas de la ingeniería.

Al final de cada capítulo, se incluye un breve resumen para repasar rápidamente los conceptos básicos y las relaciones importantes; sigue una lista de referencias, apropiada para el nivel de los estudiantes que se enfrentan a la termodinámica por primera vez. Los resúmenes también pueden utilizarse como hojas de fórmulas durante los exámenes, cuando los maestros prefieren pruebas a libro cerrado con la oportunidad de que los estudiantes vean las ecuaciones.

Los problemas a final de capítulo se agrupan por temas específicos, en el orden que se cubrieron, para hacer más fácil la selección de problemas, tanto a los maestros como a los estudiantes. Los problemas dentro de cada grupo empiezan con cuestiones sobre conceptos, indicados mediante la letra "C", para verificar el nivel de comprensión de los conceptos básicos. Los problemas que implican cálculos numéricos se listan en complejidad creciente; así, los últimos requieren un análisis más profundo. Los problemas agrupados como *Problemas de repaso* son de naturaleza más amplia y no se vinculan directamente con alguna sección específica de un capítulo. Los problemas con el título *Diseño de computadora y problemas de ensayo* tienen el propósito de estimular a los estudiantes para que empleen la computadora en la solución de problemas, hacer juicios de ingeniería, conducir investigaciones independientes en temas de interés y comunicar sus descubrimientos de manera profesional. A lo largo de todo el texto se incorporan algunos problemas relacionados con la seguridad, con el fin de aumentar el interés por ésta entre los estudiantes de ingeniería. Las respuestas a los problemas seleccionados se presentan de inmediato para ayudar a los estudiantes.

Debido a que las unidades inglesas se siguen empleando ampliamente en algunas industrias, en el texto se usan tanto éstas como las del SI, destacándose las últimas. El material en este texto puede cubrirse utilizando unidades combinadas SI/inglesas o sólo las del sistema internacional, dependiendo de la preferencia del maestro. Las tablas y diagramas de propiedades en el apéndice se presentan en ambos sistemas, excepto aquellas que implican cantidades adimensionales. Los problemas, tablas y diagramas en unidades inglesas se designan mediante la letra "E", después del número, para que sea fácil reconocerlos. Con frecuencia los factores de conversión y las constantes físicas empleadas se listan en las tapas internas del texto para una fácil referencia.

SUPLEMENTOS

El extenso *software* incluido con esta segunda edición, se activa mediante un menú y es fácil de usar. Una vez que se teclea el nombre del programa, se guía al usuario hacia los pasos necesarios. Los programas STEAM y REF12 determinan las propiedades termodinámicas del vapor y del refrigerante 12, respectivamente, en unidades del SI o inglesas. Después de que en el menú se alimentan los valores numéricos para dos propiedades independientes cualesquiera seleccionadas, el programa determina todas las demás propiedades para el estado e indica si éste se encuentra en la región del líquido comprimido, saturación o vapor sobrecalentado. El programa GAS determina las propiedades termodinámicas de varios gases ideales en un estado específico, una determinada temperatura o al final de un proceso isentrópico a partir de un estado específico para

una relación de volumen o presión. El programa PSY determina las propiedades del aire húmedo, mediante diferentes opciones para especificar el estado. También calcula las propiedades de mezcla de dos corrientes de aire húmedo después de que se mezclan. El programa SPOWER analiza los ciclos Rankine simples, de recalentamiento, regenerativo abierto y regenerativo de recalentamiento y determina automáticamente las propiedades necesarias y permite al usuario efectuar los estudios paramétricos y resolver con eficiencia problemas de diseño. El programa GPOWER puede utilizarse para analizar ciclos de potencia de gas Otto y Brayton, tanto para casos de calor específico constante como variable. Por último, el programa COMB permite que el usuario efectúe análisis de combustión de diversos combustibles en sistemas cerrados y de flujo permanente. El programa determina la transferencia de calor o la temperatura de flama adiabática con la ecuación de combustión balanceada.

El *Manual del instructor* (en inglés) se preparó con un procesador de palabras científico y proporciona soluciones completas y detalladas de los problemas al final de capítulo.

RECONOCIMIENTOS

Con gusto aprovechamos esta oportunidad para agradecer a los usuarios de la primera edición en más de 100 colegios y universidades en Estados Unidos y Canadá, así como a muchos otros en varios países, sus elogios, paciencia y crítica constructiva. Debemos un agradecimiento especial al cuerpo docente que ofreció su tiempo para revisar la primera edición, que con una visión crítica generó sugerencias que mejoraron el trabajo, así como a las siguientes personas que revisaron el manuscrito corregido de la segunda edición para evaluar los cambios: Joseph Augustus, Manhattan College; Daisie Boettner, United States Military Academy; Frank J. DeLuise, University of Rhode Island; Jerry Dunn, Texas Tech University; Jerry Drummond, The University of Akron; Jeffrey W. Hodgson, University of Tennessee; Vincent J. Lopardo, United States Naval Academy; A. K. MacPherson, Lehigh University; M. Pinar Menguc, University of Kentucky; Alan Parkinson, Brigham Young University; Mardson Queiroz, Brigham Young University; Larry Simmons, University of Portland y James Strozier, University of Utah. Queremos agradecer su experta asesoría y sus sugerencias para las mejoras.

Estamos muy agradecidos por la entusiasta respuesta que ha recibido la primera edición y esperamos que las mejoras en esta segunda edición complazcan aún más a los lectores. Sus comentarios y críticas serán siempre bienvenidas y sumamente apreciadas.

Yunus A. Çengel
Michael A. Boles

Nomenclatura

a	Aceleración, m/s²
a	Función específica de Helmholtz, $u - Ts$, kJ/kg
A	Área, m²
A	Función de Helmholtz, $U - TS$, kJ
AC	Relación de aire-combustible
c	Velocidad del sonido, m/s
C	Calor específico, kJ/(kg · K)
C_p	Calor específico a presión constante, kJ/(kg · K)
C_v	Calor específico a volumen constante, kJ/(kg · K)
COP	Coeficiente de rendimiento
COP_R	Coeficiente de rendimiento de un refrigerador
COP_{HP}	Coeficiente de rendimiento de una bomba de calor
d	Diferencial exacta
D	Diámetro, m
e	Energía total específica, kJ/kg
E	Energía total, kJ
VNER	Valor nominal de eficiencia energética
F	Fuerza, N
FA	Relación de combustible-aire
g	Aceleración gravitacional, m/s²
g	Función específica de Gibbs, $h - Ts$, kJ/kg
G	Función total de Gibbs, $H - TS$, kJ

h	Altura, m
h	Entalpía específica, $u + Pv$, kJ/kg
h	Coeficiente de transferencia de calor de convección, W/(m² · C)
H	Entalpía total, $U + PV$, kJ
VCMA	Valor de calentamiento más alto, kJ/kmol combustible
$\overline{h}_c$	Entalpía de combustión, kJ/kmol combustible
$\overline{h}_f$	Entalpía de formación, kJ/kmol
$\overline{h}_R$	Entalpía de reacción, kJ/kmol
i	Irreversibilidad específica, kJ/kg
I	Corriente eléctrica, A
I	Irreversibilidad total, kJ
k	Relación de calor específico, C_p/C_v
k	Constante de resorte
k_t	Conductividad térmica
K_p	Constante de equilibrio
ec	Energía cinética específica, $V^2/2$, kJ/kg
EC	Energía cinética total, $mV^2/2$, kJ
L	Longitud
VCMB	Valor de calentamiento más bajo, kJ/kmol combustible
m	Masa, kg
$\dot{m}$	Relación de flujo de masa, kg/s
M	Masa molar, kg/kmol
PEM	Presión efectiva media, kPa
mf	Fracción de masa
n	Exponente politrópico
N	Número de moles, kmol
P	Presión, kPa
P_{cr}	Presión crítica, kPa
P_i	Presión parcial, kPa
P_m	Presión de mezcla, kPa
P_r	Presión relativa
P_R	Presión reducida
P_v	Presión de vapor, kPa
P_0	Presión de los alrededores, kPa
ep	Energía potencial específica, gz, kJ/kg
EP	Energía potencia total, mgz, kJ
q	Transferencia de calor por unidad de masa, kJ/kg
Q	Transferencia de calor total, kJ
Q_H	Transferencia de calor con un cuerpo de alta temperatura, kJ
Q_L	Transferencia de calor con un cuerpo de baja temperatura, kJ
$\dot{Q}$	Relación de transferencia de calor, kW

r Relación de compresión
r_p Relación de presión
r_c Relación de combustión
R Constante de gas, kJ/(kg · K)
R_u Constante de gas universal, kJ/(kmol · K)
s Entropía específica, kJ/(kg · K)
s_{gen} Generación de entropía específica, kJ/(kg · K)
S Entropía total, kJ/K
S_{gen} Generación de entropía total, kJ/K
t Tiempo, s
T Temperatura, °C o K
T_c Temperatura crítica, K
T_{bs} Temperatura de bulbo seco, °C
T_{pr} Temperatura de punto de rocío, °C
T_l Temperatura de fluido líquido, °C
T_R Temperatura reducida
T_{bh} Temperatura de bulbo húmedo, °C
T_{alr} Temperatura de los alrededores, °C o K
T_H Temperatura de un cuerpo de alta temperatura, K
T_L Temperatura de un cuerpo de baja temperatura, K
u Energía interna específica, kJ/kg
U Energía interna total, kJ
v Volumen específico, m^3/kg
v_c Volumen específico crítico, m^3/kg
v_r Volumen específico relativo
v_R Volumen específico pseudorreducido
V Volumen total, m^3
V Velocidad, m/s
w Trabajo por unidad de masa, kJ/kg
W Trabajo total, kJ
$\dot{W}$ Potencia, kW
W_{ent} Entrada de trabajo, kJ
W_{sal} Salida de trabajo, kJ
W_{rev} Trabajo reversible, kJ
x Calidad
y Fracción molar
z Elevación, m
Z Factor de compresibilidad
Z_h Factor de desviación de entalpía
Z_s Factor de desviación de entropía

Letras griegas

β	Expansividad volumétrica, 1/K
Δ	Cambio finito en una cantidad
δ	Diferencial de una función de trayectoria
ε	Emisividad
η_t	Eficiencia térmica
η_{II}	Eficiencia de la segunda ley
θ	Energía total de un fluido que fluye, kJ/kg
α	Absorbencia
α	Compresibilidad isotérmica, 1/kPa
μ	Coeficiente Joule-Thomson, K/kPa
μ	Potencial químico, kJ/kg
ν	Coeficiente estequiométrico
ρ	Densidad, kg/m^3
ρ_s	Peso específico o densidad relativa
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
σ_s	Tensión superficial, N/m
σ_n	Esfuerzo normal, N/m^2
τ	Momento de torsión, Nm
ϕ	Humedad relativa
ϕ	Disponibilidad específica de un sistema cerrado, kJ/kg
Φ	Disponibilidad total de un sistema cerrado, kJ
ψ	Disponibilidad de vapor, kJ/kg
ω	Humedad específica o absoluta, kg H_2O/kg aire seco

Subíndices

a	Aire
abs	Absoluto
rea	Real
atm	Atmosférico
av	Promedio
c	Combustión
pc	Propiedad del punto crítico
vc	Volumen de control
e	Condiciones de salida
f	Líquido saturado
fg	Diferencia en las propiedades entre líquido saturado y vapor saturado
g	Vapor saturado
gen	Generación

H	Alta temperatura (como en T_H y Q_H)
in	Condiciones de entrada
i	Componente i-ésima
L	Baja temperatura (como en T_L y Q_L)
m	Mezcla
r	Relativa
R	Reducido
rev	Reversible
s	Isentrópico
sat	Saturado
sur	Alrededores
sys	Sistema
v	Vapor de agua
0	Estado muerto
1	Estado inicial o de entrada
2	Estado final o de salida

Superíndices

$\dot{}$ (punto)	Cantidad por unidad de tiempo
$\bar{}$ (barra)	Cantidad por unidad de mol
$^\circ$ (círculo)	Estado de referencia estándar

TERMODINÁMICA

Conceptos básicos de la termodinámica

CAPÍTULO 1

Toda ciencia posee un vocabulario único y la termodinámica no es la excepción. La definición precisa de conceptos básicos constituye un sólido cimiento para el desarrollo de una ciencia y evita posibles equivocaciones. En este capítulo se revisan los sistemas de unidades que se emplearán y se explican conceptos básicos de la termodinámica, como sistema, energía, propiedad, estado, proceso, ciclo, presión y temperatura. El cuidadoso estudio de estos conceptos es fundamental para un buen entendimiento de los temas tratados en los siguientes capítulos.

1-1 ■ TERMODINÁMICA Y ENERGÍA

La termodinámica se define como la ciencia de la energía. Aunque todos tenemos una idea de este concepto, es difícil dar una definición precisa de él. La energía es la capacidad para producir cambios.

La palabra *termodinámica* proviene de los vocablos griegos *thermos* (calor) y *dynamis* (potencia), que describe los primeros esfuerzos por convertir el calor en potencia. Hoy día el mismo concepto abarca todos los aspectos de la energía y sus transformaciones, incluidas la producción de potencia, la refrigeración y las relaciones entre las propiedades de la materia.

Una de las leyes fundamentales de la naturaleza es el principio de la **conservación de la energía**. El cual establece que durante una interacción, la energía puede cambiar de una forma a otra, pero la cantidad total de energía permanece constante, es decir la energía no puede crearse o destruirse. Una roca que cae desde un despeñadero, por ejemplo, adquiere velocidad debido a que su energía potencial se convierte en energía cinética (figura 1-1). La conservación de la energía también forma la columna vertebral de la industria dietética: una persona que tiene una entrada de energía mayor (alimentos) que su salida de energía (ejercicio) ganará peso (energía almacenada en forma de grasa), y una persona que tenga una entrada de energía más pequeña que la salida perderá peso (figura 1-2).

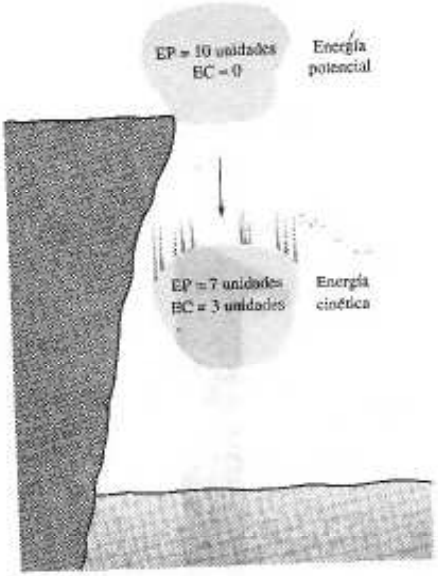


FIGURA 1-1
La energía no se crea ni se destruye; sólo se transforma (primera ley).

La **primera ley de la termodinámica,** una expresión sencilla del principio de la conservación de la energía, afirma que la *energía* es una propiedad termodinámica. Según la **segunda ley de la termodinámica**, la energía tiene tanto *calidad* como *cantidad*, y los procesos reales tienden a la disminución de la calidad de la energía. Por ejemplo, una tasa de café caliente sobre una mesa se enfriará a la larga, pero una tasa de café frío sobre la misma mesa nunca se calentará por sí sola (figura 1-3). La energía de mayor temperatura del café se degrada (se transforma en una forma menos útil a una temperatura menor) después de que se transfiere al aire.



FIGURA 1-2
El principio de la conservación de la energía en el cuerpo humano.

Aunque desde la creación del universo han existido los principios de la termodinámica, ésta no aparece como una ciencia sino hasta la construcción de las primeras máquinas de vapor atmosféricas que fueron operadas con éxito en Inglaterra por Thomas Savery en 1697 y por Thomas Newcomen en 1712. Estos artefactos eran muy lentos e ineficientes, pero abrieron el camino a una nueva ciencia.

La primera y la segunda leyes de la termodinámica fueron postulados en forma simultánea en la década de 1850 principalmente por los trabajos de William Rankine, Rudolph Clausius y Lord Kelvin (antes William Thomson). El concepto *termodinámica* fue empleado por primera vez en una publicación de Lord Kelvin en 1849. El primer libro sobre termodinámica lo escribió William Rankine, profesor de la Universidad de Glasgow, en 1859.



FIGURA1-3
El calor fluye sólo de los cuerpos calientes a los fríos (segunda ley).

Es un saber común que una sustancia se compone de numerosas partículas llamadas *moléculas*. Las propiedades de la sustancia dependen, naturalmente, del comportamiento de estas partículas. Por ejemplo, la presión de un gas en un recipiente es el resultado de la transferencia de momento entre las moléculas y las paredes del recipiente. Pero no es necesario conocer el comportamiento de las partículas del gas para determinar la presión en el recipiente. Sería suficiente

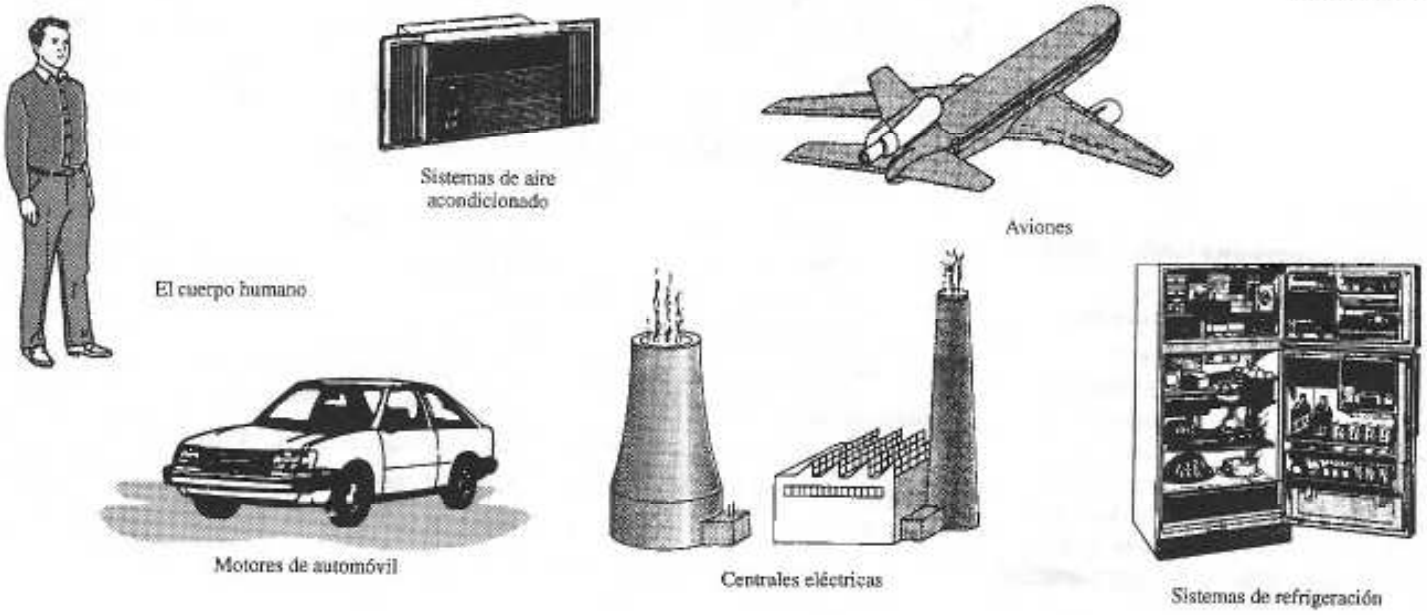
con conectarle un medidor de presión. La aplicación de este enfoque macroscópico al estudio de la termodinámica que no requiere un conocimiento del comportamiento individual de las partículas, recibe el nombre de **termodinámica clásica** y proporciona una manera directa y fácil para resolver problemas de ingeniería. Un enfoque más elaborado, con base en el comportamiento promedio de grandes grupos de partículas individuales, recibe el nombre de **termodinámica estadística**. Este enfoque microscópico se ha incluido en este texto pero se usa únicamente como un apoyo.

Áreas de aplicación de la termodinámica

Cualquier actividad de ingeniería implica una interacción entre energía y materia; por ello es difícil imaginar un área que no se relacione con la termodinámica en algún aspecto. Por tanto, logran entender claramente que los principios de la termodinámica han sido parte esencial de la enseñanza de la ingeniería.

No es necesario ir muy lejos para encontrar algunas área de aplicación de la termodinámica. De hecho, no se requiere ir a ningún lado. Estas áreas están justo donde uno vive. Una casa común es, en muchos aspectos, una sala de exhibición llena de maravillas termodinámicas. Muchos utensilios y aparatos domésticos se diseñan, por completo o en parte, con aplicación de los principios de la termodinámica. Entre otros ejemplos se encuentran la estufa eléctrica o de gas, los sistemas de calefacción o de aire acondicionado, el refrigerador, el humidificador, la olla de presión, el calentador de agua, la regadera, la plancha, la televisor, la videograbadora, e incluso la computadora. A una escala mayor, la termodinámica desempeña un papel primordial en el diseño y análisis de motores de automóvil, cohetes, máquinas de chorro y centrales eléctricas convencionales o nucleares (figura 1-4). También se puede considerar al cuerpo humano como un área interesante de aplicación de la termodinámica.

FIGURA 1-4
Algunas áreas de aplicación de la termodinámica.



1-2 ■ NOTA ACERCA DE LAS DIMENSIONES Y UNIDADES

Cualquier cantidad física puede caracterizarse mediante **dimensiones**. Las magnitudes arbitrarias asignadas a las dimensiones se llaman **unidades**. Algunas dimensiones básicas como masa m, longitud L, tiempo t y temperatura T se consideran **dimensiones primarias** o **fundamentales**, en tanto que otras como velocidad **V**, energía E y volumen V se expresan en términos de dimensiones primarias y reciben el nombre de **dimensiones secundarias** o **derivadas**.

A lo largo de los años se han creado varios sistemas de unidades. A pesar de los grandes esfuerzos de las comunidades científica y de ingeniería para unificar el mundo con un sistema de unidades único, hoy día dos conjuntos de unidades se utilizan comúnmente: el **sistema inglés**, también conocido como el *United States Customary* System (USCS) y el métrico **SI** (de *Le Système International d'Unités*), también conocido como *Sistema Internacional*. El SI es simple y lógico basado en una relación decimal entre las diversas unidades y es usado en el trabajo científico y de ingeniería en la mayor parte de las naciones industrializadas, incluso en Inglaterra. El sistema inglés, sin embargo, no tiene una base numérica y sus diversas unidades se relacionan de manera bastante arbitraria (12 pulg en 1 pie, 16 onzas en 1 lb, 4 cuartos en 1 gal, etcétera), lo que hace confuso y difícil su aprendizaje. Estados Unidos es el único país industrializado que todavía no aplica por completo el sistema métrico.

Los esfuerzos sistemáticos por establecer un sistema de unidades aceptado a nivel universal se remontan a 1790, cuando la Asamblea Nacional Francesa encargó a la Academia Francesa de Ciencias la elaboración de un sistema de este tipo. Una primera versión del sistema métrico se desarrolló rápidamente en Francia, pero no encontró aceptación universal hasta 1875 cuando *El Tratado de Convención Métrica* fue preparado y firmado por 17 naciones, entre ellas Estados Unidos. En este tratado internacional el metro y el gramo se establecieron como las unidades métricas para la longitud y la masa, respectivamente, y se estableció la *Conferencia General de Pesas y Medidas* (CGPM) que se reunía cada seis años. En 1960, la CGPM produjo el SI, el cual se basó en seis cantidades fundamentales y sus unidades adoptadas en 1964 por la Décima Conferencia General de Pesos y Medidas: *metro* (m) para longitud, *kilogramo* (kg) para masa, *segundo* (s) para tiempo, *ampere* (A) para corriente eléctrica, grado *Kelvin* (K) para temperatura y *candela* (cd) para intensidad luminosa (cantidad de luz). En 1971, la CGPM añadió una séptima cantidad y unidad fundamental: *mole* (mol) para la cantidad de materia.

Con base en el esquema notacional introducido en 1967, se eliminó el símbolo de grado de la unidad de temperatura absoluta y todos los nombres de las unidades se escribieron con minúscula, incluso en el caso de que derivaran de nombres propios (tabla 1-1). Sin embargo, la abreviatura de una unidad se escribe con mayúscula si la unidad se deriva de un nombre propio. Por ejemplo, la unidad del SI para fuerza, recibe su nombre en honor a Sir Isaac Newton (1647-1723) es el *newton* (no Newton) y se abrevia como *N*. Asimismo, el nombre completo de una unidad puede pluralizarse, pero no su abreviatura. Por ejemplo, la longitud de un objeto puede ser 5 m o 5 metros, *no* 5 ms o 5 metro. Por último, no se utiliza punto en las abreviaturas de unidades, a menos que aparezca

TABLA 1-1
Las siete dimensiones fundamentales y sus unidades en el SI

Dimensión	Unidad
Longitud	metro (m)
Masa	kilogramo (kg)
Tiempo	segundo (s)
Temperatura	kelvin (K)
Corriente eléctrica	ampere (A)
Cantidad luminosa	candela (cd)
Cantidad de materia	mole (mol)

ca al final de la oración. Por ejemplo, la abreviatura apropiada de metro es m (no m.).

El cambio reciente hacia el sistema métrico en Estados Unidos parece haber iniciado en 1968 cuando el Congreso, en respuesta a lo que está ocurriendo en el resto del mundo, aprobó un Acta del Estudio Métrico. El Congreso continuó promoviendo un cambio voluntario hacia el sistema métrico, al aprobar el Acta de la Convención Métrica en 1975. Un proyecto comercial aprobado por el congreso en 1988 estableció el mes de septiembre de 1992 como la fecha límite para que todas las agencias federales hicieran el cambio al sistema métrico.

Las industrias que tienen una gran participación en tratados internacionales (como la automotriz, la refresquera y la de licores) se están convirtiendo al sistema métrico por razones económicas (al tener un solo diseño mundial, menos medidas, inventarios más pequeños, etcétera). Hoy día, casi todos los automóviles fabricados en Estados Unidos usan unidades métricas. Es probable que la mayoría de sus propietarios no se den cuenta, hasta que prueban una llave de tuercas de pulgadas en una tuerca métrica. La mayor parte de las industrias, sin embargo, se resisten al cambio, y retardan el proceso de conversión.

En el presente, Estados Unidos es una sociedad de doble sistema, lo que perdurará hasta que se complete la transición al sistema métrico. Esta situación impone una carga extra a los estudiantes de ingeniería, debido a que se espera que retengan su comprensión del sistema inglés mientras aprenden, piensan y trabajan en términos del SI. Debido a la posición de los ingenieros en el periodo de transición, ambos sistemas de unidades se usan en este texto, destacando de manera particular las unidades del SI.

Como antes se señaló, el SI se basa en una relación decimal entre las unidades. Los prefijos que se usan para expresar los múltiplos de las diversas unidades se listan en la tabla 1-2. Son estándares para todas las unidades y se recomienda al estudiante memorizarlos antes de emplearlos ampliamente.

TABLA 1-2
Prefijos estándar en unidades del SI

Múltiplo	Prefijo
10^{12}	tetra, T
10^{9}	giga, G
10^{6}	mega, M
10^{3}	kilo, k
10^{-2}	centi, c
10^{-3}	mili, m
10^{-6}	micro, μ
10^{-9}	nano, n
10^{-12}	pico, p

Algunas unidades del SI e inglesas

En el SI las unidades de masa, longitud y tiempo son el kilogramo (kg), el metro (m) y el segundo (s). Las unidades respectivas en el sistema inglés son la libra-masa (lbm), el pie (pie) y el segundo (s). El símbolo de la libra *lb* es la abreviatura de *libra* que fue la antigua unidad romana de peso. El sistema inglés mantuvo ese símbolo, incluso después del término de la ocupación romana de Britania

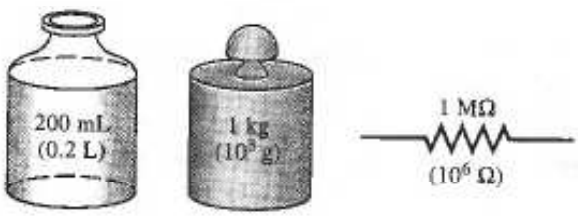


FIGURA 1-5
Los prefijos de unidades del SI se usan en todas las ramas de la ingeniería.

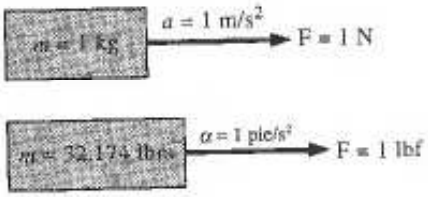


FIGURA 1-6
Definición de unidades de fuerza.

en el año 410. Las unidades de masa y de longitud en los dos sistemas se relacionan entre sí mediante

$$1\ \text{lbm} = 0.45359\ \text{kg}$$
$$1\ \text{pie} = 0.3048\ \text{m}$$

En el sistema inglés la fuerza es considerada como una dimensión primaria y se asigna como una unidad no derivada. Esta situación es una fuente de confusión y error que necesita el uso de un factor de conversión (g_c) en muchas fórmulas. Para evitar esta molestia, consideramos a la fuerza como una dimensión secundaria, cuya unidad se deriva de la segunda ley de Newton, esto es,

$$\text{Fuerza} = (\text{masa})(\text{aceleración})$$

o

$$F = ma \qquad (1\text{-}1)$$

En el SI la unidad de fuerza es el **newton** (N) y se define como la *fuerza requerida para acelerar una masa de 1 kg a razón de 1 m/s²*. En el sistema inglés, la unidad de fuerza es la **libra-fuerza** (lbf) y se define como la *fuerza requerida para acelerar una masa de 32.174 lbm (1 slug) a una razón de 1 pie/s²*. Así,

$$1\ \text{N} = 1\ \text{kg} \cdot \text{m/s}^2$$
$$1\ \text{lbf} = 32.174\ \text{lbm} \cdot \text{ft/s}^2$$

Esto se ilustra en la figura 1-6.

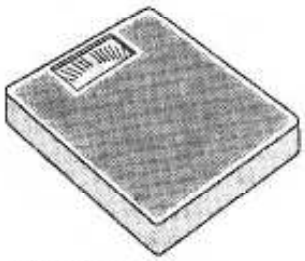


FIGURA 1-7
La báscula de baño ordinaria mide la fuerza gravitacional aplicada sobre un cuerpo.

Con frecuencia el término **peso** se emplea de modo incorrecto para expresar masa, en particular por los "cuidadores de peso". A diferencia de la masa, el peso W es una *fuerza*. Es la fuerza gravitacional aplicada a un cuerpo (figura 1-7) y su magnitud se determina a partir de la segunda ley de Newton,

$$W = mg \quad (\text{N}) \qquad (1\text{-}2)$$

donde m es la masa del cuerpo y g es la aceleración gravitacional local (g es 9.807 m/s² o 32.174 pies/s² al nivel del mar y 45° de latitud). El peso de una unidad de volumen de una sustancia se denomina el **peso específico** w y se determina $w = \rho g$, donde ρ es la densidad.

La masa de un cuerpo permanece igual, sin importar su ubicación en el universo. Su peso, sin embargo, cambiará debido a un cambio en la aceleración gravitacional. Un cuerpo pesará menos en la cima de una montaña puesto que g disminuye con la altura. Sobre la superficie de la luna, un astronauta pesará aproximadamente un sexto de lo que pesa normalmente sobre la Tierra (figura 1-8). La aceleración gravitacional g cambia de 9.807 m/s² al nivel del mar a 9.804, 9.800, 9.791, 9.776 y 9.745 m/s² a alturas de 1 000, 2 000, 5 000, 10 000 y 20 000 metros, respectivamente. Por tanto, para casi todos los fines prácticos, se asume que la aceleración gravitacional será constante en 9.8 m/s².



FIGURA 1-8
Un cuerpo que pesa 150 libras en la Tierra en la luna pesará sólo 25 libras.

Al nivel del mar una masa de 1 kg pesa 9.807 N, como ilustra la figura 1-9. Una masa de 1 lbm, sin embargo, pesará 1 lbf, lo cual equivocadamente lleva a creer a la gente que una libra-masa y una libra-fuerza pueden utilizarse en forma intercambiable como una libra (lb), lo cual es la principal fuente de error en el sistema inglés.

El *trabajo*, que es una forma de energía, se define simplemente como la fuerza por la distancia; en consecuencia, tiene la unidad "newton-metro (N·m)", que se llama **joule** (J). Esto es,

$$1\ \text{J} = 1\ \text{N} \cdot \text{m}$$

Una unidad más común para la energía en el SI es el kilojoule ($1\ \text{kJ} = 10^3\ \text{J}$). En el sistema inglés, la unidad de energía es el Btu (unidad térmica británica), la cual se define como la energía requerida para elevar la temperatura de 1 lbm de agua a 68 °F desde 1 °F. Las magnitudes del kilojoule y del Btu son casi idénticas (1 Btu = 1.055 kJ).

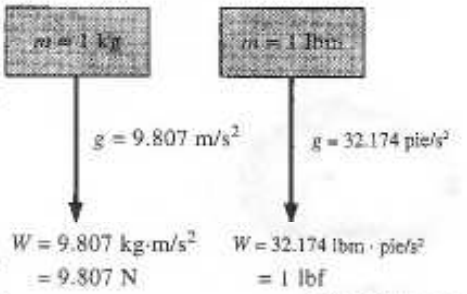


FIGURA 1-9
El peso de una masa unitaria a nivel del mar.

Homogeneidad dimensional

Todos sabemos desde la escuela primaria que las manzanas y las naranjas no se suman. Pero de alguna manera nos las arreglamos para hacerlo (por error, desde luego). En ingeniería, todas las ecuaciones deben ser *dimensionalmente homogéneas*. Esto es, cualquier término en una ecuación debe tener las mismas unidades (figura 1-10). Si en cierta etapa de algún análisis, encontramos en un punto en el que vamos a sumar dos cantidades que tienen unidades diferentes, es una indicación clara que hemos cometido un error en una etapa anterior. De modo que verificar las unidades sirve como una valiosa herramienta para descubrir errores.



FIGURA 1-10*
Para ser dimensionalmente homogéneos, todos los términos en una ecuación deben tener las mismas unidades.

EJEMPLO 1-1

Al resolver un problema, una persona termina con la siguiente ecuación en cierto paso:

$$E = 25\ \text{kJ} + 7\ \text{kJ/kg}$$

donde E es la energía total y tiene la unidad de kilojoules. Determine el error que pudo haber causado esto.

Solución Los dos términos en el lado derecho no tienen las mismas unidades y, por tanto, no pueden sumarse para obtener la energía total. Al multiplicar el último término por la masa se eliminarán los kilogramos en el denominador y toda la ecuación se volverá dimensionalmente homogénea, es decir, los términos en la ecuación tendrán la misma unidad. Es evidente que el error fue provocado por olvidar multiplicar, en un paso anterior, el último término por la masa.

Todos saben por experiencia propia que las unidades pueden dar terribles dolores de cabeza si no se usan con cuidado en la solución de un problema. Pero con un poco de atención y habilidad, las unidades pueden utilizarse con provecho. Es posible emplearlas para verificar fórmulas; incluso para deducir fórmulas, como se explica en el ejemplo siguiente.

EJEMPLO 1-2

Un tanque se llena con aceite cuya densidad es $\rho = 850\ \text{kg/m}^3$. Si el volumen del tanque es $V = 2\ \text{m}^3$, determine la cantidad de masa en el tanque.

Solución Un dibujo del sistema se presenta en la figura 1-11. Suponga que olvida la fórmula que relaciona la masa con la densidad y el volumen, pero



FIGURA 1-11
Dibujo para el ejemplo 1-2.

*Las caricaturas de Lorenzo se reproducen con permiso especial de King Features Syndicate, Inc.

sabe que la masa tiene la unidad de kilogramos. Esto es, cualesquiera que sean los cálculos realizados, al final la unidad estará en kilogramos. Con la información proporcionada está

$$\rho = 850\ \text{kg/m}^3 \qquad V = 2\ \text{m}^3$$

Es obvio que se puede eliminar m^3 y terminar con kg multiplicando estas dos cantidades. Por tanto, la fórmula buscada es

$$m = \rho V$$

De tal modo,

$$m = (850\ \text{kg/m}^3)(2\ \text{m}^3) = 1700\ \text{kg}$$

El estudiante debe recordar que una fórmula que no es dimensionalmente homogénea es incorrecta, aunque una fórmula dimensionalmente homogénea no es correcta necesariamente.

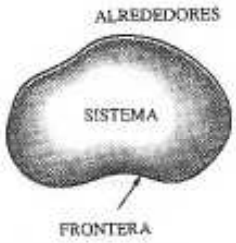


FIGURA 1-12
Sistema, alrededores y frontera.

1-3 ■ SISTEMAS CERRADOS Y ABIERTOS

Un **sistema termodinámico**, o simplemente, un **sistema**, es una *cantidad de materia o una región en el espacio elegida para estudio*. La masa o región fuera del sistema recibe el nombre de **alrededores**. La superficie real o imaginaria que separa al sistema de sus alrededores se llama la **frontera**. Estos términos se ilustran en la figura 1-12. La frontera de un sistema es *fija* o *móvil*. Observe que la frontera es la superficie de contacto compartida tanto por el sistema como por los alrededores. En términos matemáticos, la frontera tiene espesor cero y, por ello, no contiene ninguna masa ni ocupa ningún volumen en el espacio.



FIGURA 1-13
La masa no puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado, pero la energía sí.

Los sistemas serán *cerrados* o *abiertos*, lo cual depende de si se elige una masa fija o un volumen fijo en el espacio para el estudio. Un **sistema cerrado** (también conocido como **masa de control**) consiste en una cantidad fija de masa que de ella puede cruzar su frontera. Esto es, ninguna masa puede entrar o abandonar un sistema cerrado, como muestra la figura 1-13. Pero la energía, en forma de calor o trabajo, puede cruzar la frontera y el volumen de un sistema cerrado no tiene que ser fijo. Si, como un caso especial, incluso a la energía no se le permite cruzar la frontera, ese sistema se denomina **sistema aislado**.

Considérese el dispositivo de émbolo-cilindro que muestra la figura 1-14. Supongamos que nos interesa saber qué sucede al gas encerrado cuando se calienta. Puesto que centramos nuestra atención en el gas, éste es nuestro sistema. Las superficies interiores del émbolo y el cilindro forman la frontera, y puesto que ninguna masa la cruza, es un sistema cerrado. La energía puede atravesar la frontera, y parte de la frontera (la superficie interna del émbolo, en este caso) puede moverse. Todo lo que está fuera del gas, incluso el émbolo y el cilindro, constituyen los alrededores.

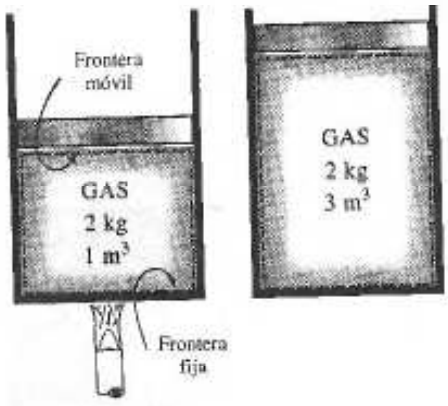


FIGURA 1-14
Un sistema cerrado con frontera móvil.

Un **sistema abierto**, o un **volumen de control**, como se le llama con frecuencia, es una región seleccionada en el espacio. Por lo común encierra a un dispositivo que comprende un flujo de masa como un compresor, una turbina o una tobera. El flujo a través de estos dispositivos se estudia mejor al seleccionar la región dentro del dispositivo como el volumen de control. Tanto la masa

como la energía pueden cruzar la frontera de un volumen de control, la cual se denomina **superficie de control**. Ésta se ilustra en la figura 1-15.

Como un ejemplo de un sistema abierto, se considera al calentador de agua mostrado en la figura 1-16. Se quiere determinar cuánto calor se debe transferir al agua que está en el tanque para suministrar un flujo permanente de agua caliente. Puesto que saldrá agua caliente del tanque y será sustituida por agua fría, no conviene elegir una masa fija como sistema para el análisis. En su lugar es posible concentrarse en el volumen formado por las superficies interiores del tanque y considerar los flujos de agua caliente y fría como la masa que cruza al volumen de control. En este caso la superficie interior del tanque forma la superficie de control, y la masa cruza la superficie de control en dos posiciones.

Las relaciones termodinámicas aplicables a sistemas cerrados y abiertos son diferentes. En consecuencia, es muy importante reconocer el tipo de sistema, antes de empezar con el análisis.

En cualquier análisis termodinámico, el sistema bajo estudio *debe* definirse cuidadosamente. En la mayor parte de los casos el sistema investigado es bastante simple y obvio, y definir el sistema parece una tarea tediosa e innecesaria. En algunos casos, sin embargo, el sistema bajo estudio puede estar preferentemente mezclado, y una elección adecuada del sistema puede simplificar el análisis de manera considerable.

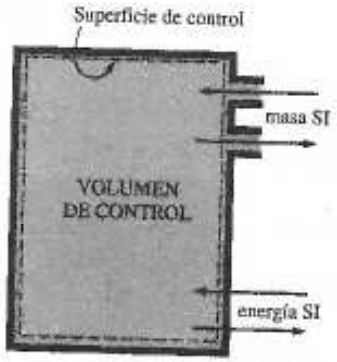


FIGURA 1-15
Tanto la masa como la energía pueden cruzar las fronteras de un volumen de control.

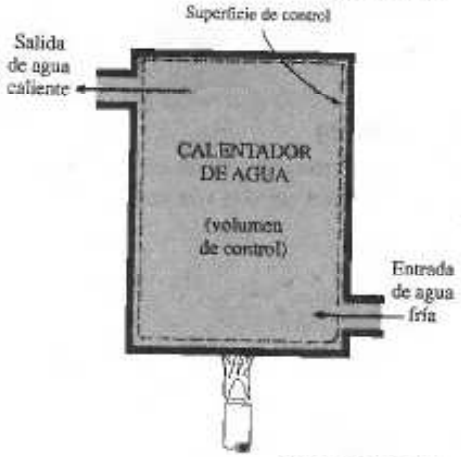


FIGURA 1-16
Un sistema abierto (un volumen de control) con una entrada y una salida.

1-4 ■ FORMAS DE ENERGÍA

La energía puede existir en numerosas formas:—térmica, mecánica, cinética, potencial, eléctrica, magnética, química y nuclear— y su suma constituye la **energía total** E de un sistema. La energía total de un sistema por unidad de masa se denota mediante e y se define como

$$e = \frac{E}{m} \quad \text{(kJ/kg)} \tag{1-3}$$

La termodinámica no proporciona información acerca del valor absoluto de la energía total de un sistema. Sólo trata con el *cambio* de la energía total, lo cual es importante en los problemas de ingeniería. De modo que a la energía total de un sistema es posible asignarle un valor de cero ($E = 0$) en un punto de referencia conveniente. El cambio en la energía total de un sistema es independiente del punto de referencia elegido. La disminución en la energía potencial de una roca que, por ejemplo, depende de la diferencia de altura y no del nivel de referencia elegido.

En el análisis termodinámico, con frecuencia es útil considerar en dos grupos las diversas formas de energía que conforman la energía total de un sistema: *macroscópicas* y *microscópicas*. Las formas de energía **macroscópicas**, por una parte, son las que un sistema posee como un todo en relación con cierto marco de referencia exterior, como las energías cinética y potencial (figura 1-17). Las formas de energía **microscópicas**, se relacionan con la estructura molecular de un sistema y el grado de su actividad molecular, independientes de los marcos



FIGURA 1-17
La energía macroscópica de un objeto cambia con la velocidad y la altura.

de referencia externos. A la suma de todas las formas de energía microscópicas se denomina **energía interna** de un sistema y se denota mediante U. El término *energía* fue acuñado en 1807 por Thomas Young y su uso en termodinámica fue propuesto en 1852 por Lord Kelvin. El término *energía interna* y su símbolo U apareció por primera vez en los trabajos de Rudolph Clausius y William Rankine, en la segunda mitad del siglo XIX, y con el tiempo sustituyó los términos *trabajo interior*, *trabajo interno* y *energía intrínseca*, empleados comúnmente en ese tiempo.

La energía macroscópica de un sistema se relaciona con el movimiento y la influencia de algunos factores externos como la gravedad, el magnetismo, la electricidad y la tensión superficial. La energía que un sistema posee como resultado de su movimiento en cierto marco de referencia, se denomina **energía cinética** EC. Cuando todas las partes de un sistema se mueven con la misma velocidad la energía cinética se expresa como

$$\text{EC} = \frac{m\mathbf{V}^2}{2} \qquad \text{(kJ)} \tag{1-4}$$

o, por unidad de masa,

$$\text{ec} = \frac{\mathbf{V}^2}{2} \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{1-5}$$

donde la **V** negrita denota la velocidad del sistema en relación con algún marco de referencia fijo.

La energía que un sistema posee como resultado de su elevación en un campo gravitacional, se llama **energía potencial** EP y se expresa como

$$\text{EP} = mgz \qquad \text{(kJ)} \tag{1-6}$$

o, por unidad de masa,

$$\text{ep} = gz \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{1-7}$$

donde g es la aceleración gravitacional y z es la elevación del centro de gravedad de un sistema en relación con un cierto plano de referencia, elegido de manera arbitraria.

Los efectos magnético, eléctrico y de tensión superficial son significativos sólo en algunos casos especiales y no se consideran en este texto. Ante la ausencia de estos efectos, la energía total de un sistema se integra por las energía cinética, potencial e interna y se expresa como

$$E = U + \text{EC} + \text{EP} = U + \frac{m\mathbf{V}^2}{2} + mgz \qquad \text{(kJ)} \tag{1-8}$$

o, por unidad de masa,

$$e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + \frac{\mathbf{V}^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{1-9}$$

La mayoría de los sistemas cerrados son permanentes durante un proceso y por ello no experimentan cambio en sus energías cinética y potencial. Los sistemas cerrados cuya velocidad y elevación del centro de gravedad permanecen

constantes durante un proceso a menudo se conocen como **sistemas permanentes**. El cambio en la energía total ΔE de un sistema permanente es idéntico al cambio en su energía interna ΔU. En este texto se asume que un sistema cerrado será permanente, a menos que se especifique lo contrario.

Algunas evidencias físicas de la energía interna

En párrafos anteriores la energía interna se definió como la suma de todas las formas de energía microscópicas de un sistema. Se relaciona con la estructura y el grado de actividad moleculares y puede verse como la suma de las energías cinética y potencial de las moléculas.

Para una mejor comprensión de la energía interna, se examina un sistema a escala molecular. En general las moléculas individuales de un sistema, se moverán por él con cierta velocidad, vibrarán unas en torno de otras y rotarán alrededor de un eje durante su movimiento aleatorio. Asociadas con estos movimientos se encuentran las energías cinética, traslacional, vibracional y rotacional, y su suma constituye la energía cinética de una molécula. La porción de energía interna de un sistema asociada con la energía cinética de las moléculas se llama **energía sensible** (figura 1-18). La velocidad promedio y el grado de actividad de las moléculas son proporcionales a la temperatura del gas. De modo que las temperaturas más elevadas, las moléculas poseerán energías cinéticas mayores y como consecuencia el sistema tendrá una energía interna más alta.

La energía interna también se asocia con las fuerzas intermoleculares de un sistema. Éstas son las fuerzas que unen a las moléculas entre sí y, como se esperaría, son más intensas en los sólidos y más débiles en los gases. Si se agrega suficiente energía a las moléculas de un sólido o de un líquido, superarán las fuerzas intermoleculares y se alejarán, convirtiendo al sistema en un gas. Éste es un proceso de cambio de fase. Debido a esta energía agregada, un sistema en la fase de gas se encuentra a un nivel de energía más alta que el correspondiente a la fase sólida o a la líquida. La energía interna asociada con la fase de un sistema recibe el nombre de **energía latente**.

Los cambios señalados pueden ocurrir sin modificar la composición química de un sistema. La mayoría de los problemas termodinámicos tienen esta característica, por lo que no es necesario prestar atención a las fuerzas que unen a los átomos en una molécula. La energía interna asociada con los enlaces atómicos en una molécula se llama **energía química** (o **de enlace**). Durante una reacción química, como un proceso de combustión, algunos enlaces químicos se destruyen mientras otros se forman. Como resultado, la energía interna cambia.

También se debe mencionar la gran cantidad de energía interna asociada con los enlaces dentro del núcleo del propio átomo (figura 1-19). Esta energía se denomina **energía nuclear** y se libera durante las reacciones nucleares. Es evidente que no necesitamos estar interesados en la energía nuclear en la termodinámica a menos, desde luego, que tengamos una reacción de fusión o de fisión en nuestras manos.

Las formas anteriores de energía constituyen la energía total de un sistema y pueden *contenerse* o *almacenarse* en él, de esa forma es posible que se vean

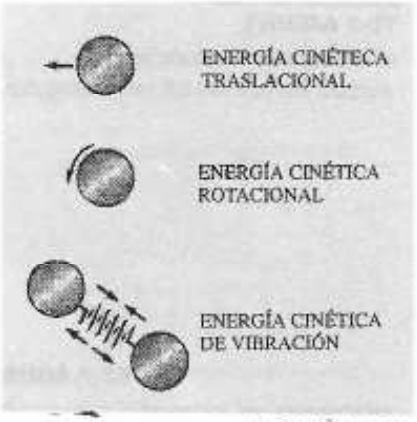


FIGURA 1-18
Las diversas formas de energía molecular que integran a la energía interna sensible.

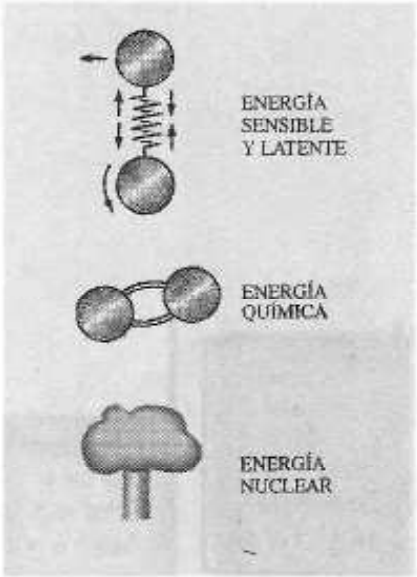


FIGURA 1-19
La energía interna de un sistema es la suma de todas las formas de energía microscópicas.

como formas **estáticas** de energía. Las que no pueden almacenarse en un sistema se consideran como formas de energía **dinámicas**, o como **interacciones de energía**. Las formas de energía dinámica se reconocen cuando cruzan la frontera del sistema y representan la energía ganada o perdida por éste durante un proceso. Las únicas formas de interacción de energía, asociadas con un sistema cerrado son la **transferencia de calor** y el **trabajo**. Una interacción de energía es una transferencia de calor, si su fuerza motriz es una diferencia de temperatura. De otro modo es trabajo, como se explica en detalle en el capítulo 3. (Los sistemas abiertos también intercambian energía vía transferencia de masa, puesto que cada vez que ésta se transfiere hacia adentro o hacia afuera del sistema, la energía contenida en ella también se transfiere.)

En la vida diaria, con frecuencia nos referimos a la forma sensible y latente de la energía interna como **calor** y hablamos del contenido de calor de los cuerpos. La termodinámica, sin embargo, se refiere a esas formas de energía como **energía térmica** para evitar cualquier confusión con la *transferencia de calor*.

1-5 ■ PROPIEDADES DE UN SISTEMA

Cualquier característica de un sistema se denomina **propiedad**. Algunos ejemplos son la presión P, la temperatura T, el volumen V y la masa m. La lista puede ampliarse hasta incluir algunas menos familiares, como la viscosidad, la conductividad térmica, el módulo de elasticiad, el coeficiente de expansión térmica, la resistividad eléctrica e incluso la velocidad y la altura.

Sin embargo, no todas las propiedades son independientes. Algunas se definen en términos de otras. Por ejemplo, la **densidad** se define como *masa por unidad de volumen*:

$$\rho = \frac{m}{V} \qquad (\text{kg/m}^3) \tag{1-10}$$

Algunas veces la densidad de una sustancia se determina en relación con la densidad de una sustancia mejor conocida. En ese caso se llama **gravedad específica** o **densidad relativa** y es definida como la *relación entre la densidad de una sustancia y la de una sustancia estándar a una temperatura específica* (agua a 4 °C para la cual $\rho_{H_2O} = 1000\ \text{kg/m}^3$). Esto es,

$$\rho_s = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} \tag{1-11}$$

La densidad relativa es una cantidad adimensional.

Una propiedad que en termodinámica se usa con mayor frecuencia es el **volumen específico**. Se trata del recíproco de la densidad (figura 1-20) y se define como *el volumen por unidad de masa*:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \qquad (\text{m}^3/\text{kg}) \tag{1-12}$$

En termodinámica clásica se pasa por alto la estructura atómica de una sustancia (como los espacios entre y dentro de las moléculas) y ésta es considerada como materia continua y homogénea, sin agujeros microscópicos, es decir, un **continuo**. Esta idealización es válida siempre y cuando se trabaje con volúme-

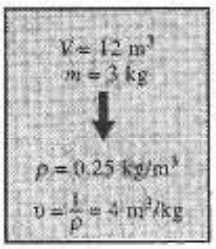


FIGURA 1-20
La densidad es la masa por unidad de volumen; el volumen específico es el volumen por masa unitaria.

nes, áreas y longitudes que son grandes en relación con los espacios intermoleculares.

Las propiedades serán *intensivas* o *extensivas*. Las **propiedades intensivas** son independientes del tamaño de un sistema, como la temperatura, la presión y la densidad (figura 1-21). Los valores de las **propiedades extensivas** dependen del tamaño —o extensión— del sistema. La masa m, el volumen V y la energía total E son algunos ejemplos. Una manera fácil para determinar si una propiedad es intensiva o extensiva es dividir el sistema en dos partes iguales, con una separación, como muestra la figura 1-22. Cada parte tendrá el mismo valor de propiedades intensivas que el sistema original, pero la mitad del valor de las propiedades extensivas.

Por lo general, las letras mayúsculas se utilizan para denotar propiedades extensivas (la masa m es una excepción importante) y las letras minúsculas para las propiedades intensivas (la presión P y la temperatura T son excepciones).



FIGURA 1-21
Las propiedades intensivas son independientes del tamaño del sistema.



FIGURA 1-22
Criterios para diferenciar las propiedades intensivas y extensivas.

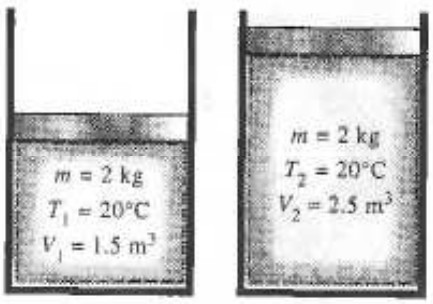
Las propiedades extensivas por unidad de masa se llaman **propiedades específicas**. Algunos ejemplos de propiedades específicas son el volumen específico ($v = V/m$), la energía total específica ($e = E/m$) y la energía interna específica ($u = U/m$).

1-6 ■ ESTADO Y EQUILIBRIO

Hay que considerar un sistema que no sufre ningún cambio. En este punto, es posible medir o calcular todas las propiedades del sistema, lo cual resulta en un conjunto de propiedades que describen por completo la condición o el **estado**, del sistema. En un estado dado, todas las propiedades de un sistema tienen valores fijos. Si el valor de alguna propiedad cambia, el estado cambiará a uno diferente. En la figura 1-23 se muestra un sistema en dos estados diferentes.

La termodinámica estudia estados en **equilibrio**. La palabra *equilibrio* implica un estado de balance. En un estado de equilibrio no hay potenciales desbalanceados (o fuerzas accionadoras) dentro del sistema. Un sistema que está en equilibrio no experimenta cambios cuando se encuentra aislado de sus alrededores.

Hay muchos tipos de equilibrio y un sistema está en equilibrio termodinámico si las condiciones de todos los tipos relevantes de equilibrio se satisfacen (figura 1-24). Por ejemplo, un sistema está en **equilibrio térmico** si la temperatura es la misma en todo el sistema, como muestra la figura 1-25. Es decir, el sistema no implica diferenciales de temperatura, que son la fuerza accionadora

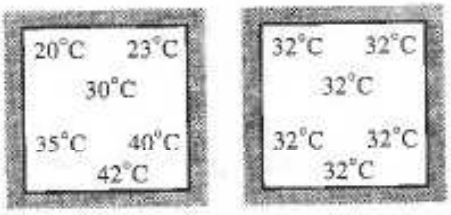


(a) Estado 1 (b) Estado 2

FIGURA 1-23
Un sistema en dos estados diferentes.



FIGURA 1-24
Un sistema que implica cambios con el tiempo no está en equilibrio.



a) Antes *b*) Después

FIGURA 1-25
Un sistema cerrado que alcanza el equilibrio térmico.

para el flujo térmico. El **equilibrio mecánico** se relaciona con la presión, y un sistema está en equilibrio mecánico si no hay cambio en la presión en ningún punto del sistema con el tiempo. Sin embargo, la presión puede variar dentro del sistema con la altura como resultado de los efectos gravitacionales. Pero la presión más alta en una capa inferior se equilibra mediante el peso extra que debe soportar y, en consecuencia, no hay desbalance de fuerzas. La variación de la presión como resultado de la gravedad, en la mayor parte de los sistemas termodinámicos, es relativamente pequeña y suele pasarse por alto. Si un sistema implica dos fases, se encuentra en **equilibrio de fase** cuando la masa de cada fase alcanza un nivel de equilibrio y permaece ahí. Por último, un sistema está en **equilibrio químico** si su composición química no cambia con el tiempo, si no ocurren reacciones químicas. Un sistema se encuentra en equilibrio si se satisfacen todos los criterios relevantes de equilibrio.

1-7 ■ PROCESOS Y CICLOS

Cualquier cambio que experimente un sistema de un estado de equilibrio a otro, se llama **proceso**, y la serie de estados por la cual pasa un sistema durante un proceso recibe el nombre de **trayectoria** del proceso (figura 1-26). Para describir por completo un proceso, deben especificarse sus estados inicial y final, así como la trayectoria que sigue y las interacciones con los alrededores.

Cuando hay un proceso en el cual el sistema permanece infinitesimalmente cercano a un estado de equilibrio, se le llama **proceso cuasiestático** o de **cuasiequilibrio**. Un proceso de cuasiequilibrio se considera un proceso lo suficientemente lento, que permite al sistema realizar un ajuste interno de manera que las propiedades en una parte de él no cambien más rápido que en otras partes.

Esto se ilustra en la figura 1-27. Cuando un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo es comprimido de repente, las moléculas cercanas a la cara del émbolo no tendrán el tiempo suficiente para escapar y se acumularán en una pequeña región enfrente del émbolo, creando así una región de alta presión. Debido a esta diferencia de presión, el sistema ya no está en equilibrio, por lo que todo el proceso no es de cuasiequilibrio. Sin embargo, si el émbolo se mueve con lentitud las moléculas tendrán tiempo suficiente para distribuirse y no habrá un amontonamiento de moléculas frente al émbolo. Como resultado, la presión dentro del cilindro siempre será uniforme y aumentará a la misma tasa en todos los puntos. Puesto que el equilibrio se mantiene todo el tiempo, es un proceso de cuasiequilibrio.

Debe señalarse que un proceso de cuasiequilibrio constituye un caso idealizado y no la representación de un proceso real. Pero varios procesos reales tienden a él y pueden modelarse como de cuasiequilibrio con un error insignificante. A los ingenieros les interesan los procesos de cuasiequilibrio por dos razones. Primero, son fáciles de analizar; segundo, los dispositivos que producen trabajo entregan la mayor cantidad del mismo cuando operan en procesos de cuasiequilibrio (figura 1-28). Por tanto, los procesos de cuasiequilibrio sirven como modelos para comparar procesos reales.

Los diagramas de proceso que se grafican a partir de propiedades termodinámicas, como coordenadas son muy útiles en la visualización del proceso. Algunas propiedades comunes que se utilizan como coordenadas son la temperatura T la presión P y el volumen V (o volumen específico v). La figura 1-29 muestra el diagrama P-V de un proceso de compresión de un gas.

La trayectoria del proceso indica una serie de estados de equilibrio, por los cuales pasa el sistema durante un proceso y tiene importancia sólo para los procesos de cuasiequilibrio. En procesos que no son de cuasiequilibrio, no es posible especificar los estados por los cuales pasa el sistema durante el proceso y por ello no es posible hablar de una trayectoria del proceso. Un proceso de no cuasiequilibrio se denota mediante una línea interrumpida entre los estados inicial y final en vez de una línea continua.

El prefijo *iso* se emplea para designar un proceso en el cual permanece constante una propiedad particular. En un **proceso isotérmico**, por ejemplo, la temperatura T permanece constante, en un **proceso isobárico** la presión P permanece constante y un **proceso isocórico** o **isométrico** es un proceso durante el cual el volumen específico v permanece constante.

Un sistema se somete a un **ciclo** si al término del proceso regresa a su estado inicial. En un ciclo los estados inicial y final son idénticos. El ciclo en la figura 1-30*a* se compone de dos procesos y el de la figura 1-30*b* consta de cuatro procesos (ciclo ideal para las máquinas de gasolina que se analiza en el capítulo 8).



FIGURA 1-26
Un proceso entre los estados 1 y 2 y la trayectoria del proceso.

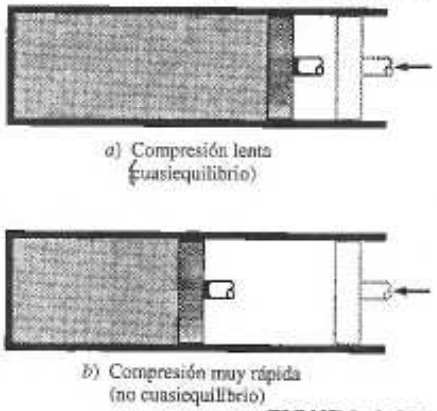


FIGURA 1-27
Procesos de compresión de cuasiequilibrio y de no cuasiequilibrio.



FIGURA 1-28
Los dispositivos que producen trabajo al operar en cuasiequilibrio entregan la mayor parte de trabajo.

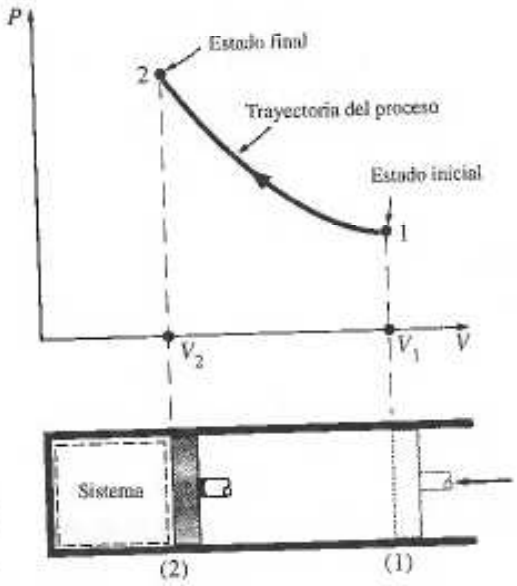
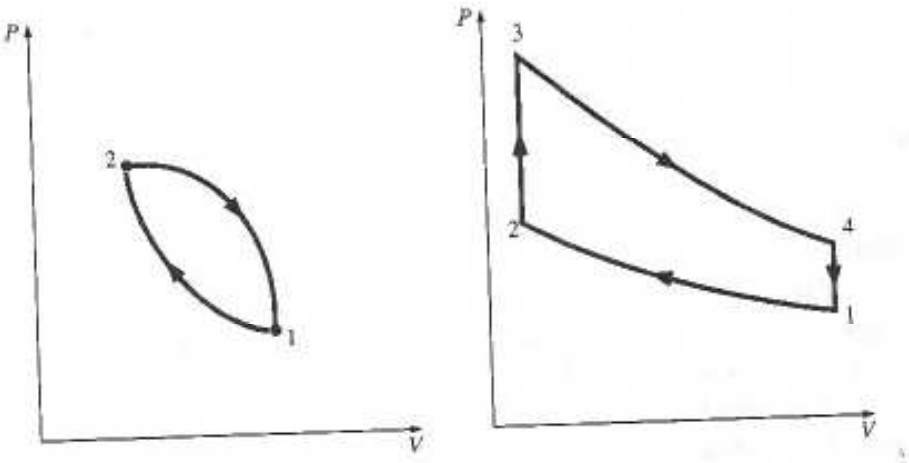


FIGURA 1-29
Diagrama *P-V* de un proceso de compresión.



a) ciclo de dos procesos

b) ciclo de cuatro procesos

FIGURA 1-30
Dos ciclos termodinámicos.

1-8 ■ EL POSTULADO DE ESTADO

Como se indicó, el estado de un sistema se describe por medio de sus propiedades. Pero no es necesario especificar todas las propiedades para fijar un estado. Una vez que se especifica un número suficiente de propiedades, el resto de ellas asume ciertos valores de manera automática. La especificación de cierto número de propiedades es suficiente para fijar un estado. El número de propiedades que se requieren para fijar el estado de un sistema está dado por el **postulado de estado**:

> *El estado de un sistema compresible simple se especifica completamente por dos propiedades intensivas independientes.*

Un sistema se denomina **sistema compresible simple** si carece de efectos eléctricos, magnéticos, gravitacionales, de movimiento y de tensión superficial. Estos efectos se deben a campos de fuerza externos y se omiten en la mayor parte de los problemas de ingeniería. De otro modo se necesitaría especificar una propiedad adicional, para cada efecto que es importante. Por ejemplo, si se consideran los efectos gravitacionales es necesario especificar la elevación z, además de las dos propiedades que se requieren para fijar el estado.

El postulado de estado requiere que las dos propiedades específicas sean **independientes** para fijar el estado. Y son independientes si una de ellas varía en tanto que la otra se mantiene constante. La temperatura y el volumen específico, por ejemplo, siempre son propiedades independientes y ambas pueden fijar el estado de un sistema compresible simple (figura 1-31). La temperatura y la presión son propiedades independientes en sistemas de una sola fase, pero son dependientes en sistemas multifase. A nivel del mar (P = 1 atm), el agua hierve a 100 °C, pero en la cima de una montaña, donde la presión es menor, el agua hierve a una temperatura más baja. Esto es, $T = f(P)$ durante un proceso de cambio de fase, por lo que la temperatura y la presión no son suficientes para fijar el estado de un sistema bifásico. Los procesos de cambio de fase se analizan en detalle en el siguiente capítulo.



FIGURA 1-31
El estado del nitrógeno está determinado por dos propiedades intensivas independientes.

1-9 ■ PRESIÓN

La presión es *la fuerza que ejerce un fluido por unidad de área*. La presión sólo se emplea cuando se trata con un gas o un líquido. La contraparte de la presión en los sólidos es el *esfuerzo*. En un fluido en reposo, la presión de un punto determinado es la misma en todas las direcciones. La presión en un fluido aumenta con la profundidad como resultado del peso del fluido, como muestra la figura 1-32. Este aumento se debe a que el fluido a niveles más bajos soporta más peso que el fluido a niveles más altos. La presión varía en dirección vertical como consecuencia de los efectos gravitacionales, pero no existe variación en la dirección horizontal. La presión en un tanque que contiene un gas se considera uniforme, puesto que el peso del gas es demasiado pequeño para hacer una diferencia apreciable (figura 1-33).

Como la presión se define como fuerza por unidad de área, usa la unidad de newtons por metro cuadrado (N/m^2), la cual se llama *pascal* (Pa). Así,

$$1\ Pa = 1\ N/m^2$$

La unidad de presión pascal es demasiado pequeña para presiones que se encuentran en la práctica; por tanto, sus múltiplos *kilopascal* (1 kPa = 10^3 Pa) y *megapascal* (1 MPa = 10^6 Pa) se emplean comúnmente. Otras dos unidades de presión son el *bar* y la *atmósfera estándar*:

$$1\ bar = 10^5\ Pa = 0.1\ MPa = 100\ kPa$$
$$1\ atm = 101{,}325\ Pa = 101.325\ kPa = 1.01325\ bars$$

En el sistema inglés la unidad de presión es la *libra-fuerza por pulgada cuadrada* (lbf/pulg^2 o psi) y 1 atm = 14.696 psi.

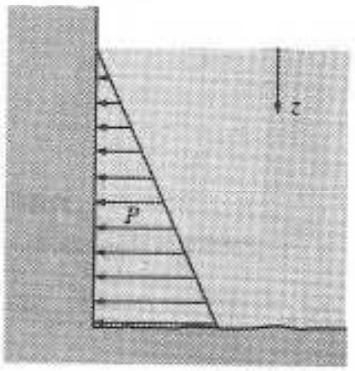


FIGURA 1-32
La presión de un fluido en reposo aumenta con la profundidad (como consecuencia del peso agregado).



FIGURA 1-33
En un recipiente lleno con un gas, la variación de la presión con la altura es despreciable.

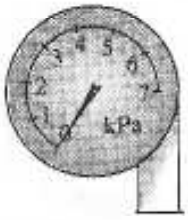


FIGURA 1-34
Un medidor de presión que está abierto a la atmósfera mide cero.

La presión real en una posición dada se denomina **presión absoluta** y se mide respecto al vacío absoluto, es decir la presión del cero absoluto. Sin embargo, la mayor parte de los dispositivos que miden presión se calibran para leer el cero en la atmósfera (figura 1-34) y por ello indican la diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosférica local. Esta diferencia se denomina **presión manométrica**. Las presiones por debajo de la atmosférica reciben el nombre de **presiones de vacío** y se miden con medidores de vacío que indican la diferencia entre la presión atmosférica y la presión absoluta. Las presiones absoluta, manométrica y de vacío son cantidades positivas y se relacionan entre sí por medio de

$$P_{\text{manométrica}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{atm}} \quad \text{(para presiones sobre } P_{\text{atm}}\text{)} \tag{1-13}$$

$$P_{\text{vac}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{abs}} \quad \text{(para presiones abajo de } P_{\text{atm}}\text{)} \tag{1-14}$$

La figura 1-35 lo ilustra.

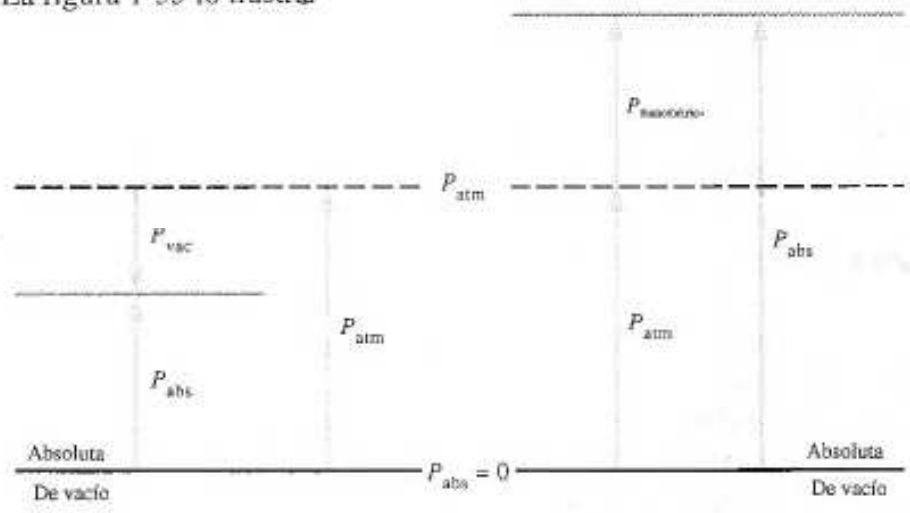


FIGURA 1-35
Presiones absoluta, manométrica y de vacío.

EJEMPLO 1-3

Un medidor de vacío conectado a una cámara lee 5.8 psi en una posición donde la presión atmosférica es 14.5 psi. Determine la presión absoluta en la cámara.

Solución La presión absoluta se determina fácilmente con la ecuación 1-14:

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{vac}} = (14.5 - 5.8)\,\text{psi} = 8.7\,\text{psi}$$

En las relaciones y tablas termodinámicas, casi siempre se emplea la presión absoluta. A lo largo del texto, la presión P denotará *presión absoluta*, a menos que se especifique otra cosa. Con frecuencia a las unidades de presión se añaden las letras "a" —para la presión absoluta— y "g" —para la presión manométrica— (como psia y psig) para aclarar de lo que se habla.

Manómetro

Las diferencias pequeñas y moderadas de presión se miden con un dispositivo conocido como **manómetro**, el cual se compone de un tubo de vidrio o plástico en U que contiene un fluido como mercurio, agua, alcohol o aceite. Para mantener el tamaño del manómetro en una escala manejable, se usan fluidos pesados como el mercurio si se prevén grandes diferencias de presión.

El manómetro que muestra la figura 1-36, se usa para medir la presión en el tanque. Como los efectos gravitacionales de los gases pueden descartarse, la presión en cualquier parte del tanque y en la posición 1 tienen el mismo valor. Además, dado que la presión en un fluido no varía en dirección horizontal dentro del fluido, la presión en 2 es la misma que la presión en 1, o $P_2 = P_1$.

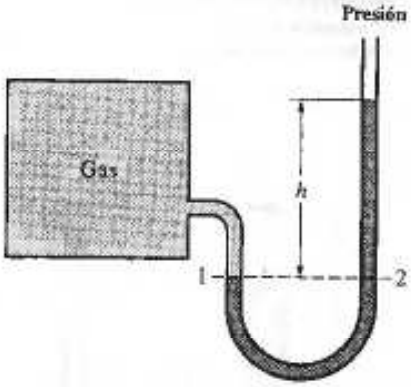


FIGURA 1-36
Manómetro básico.

La columna de fluido diferencial de altura h está en equilibrio estático y su diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 1-37. Un balance de fuerzas en dirección vertical produce

$$AP_1 = AP_{atm} + W$$

donde

$$W = mg = \rho Vg = \rho Ahg$$

En consecuencia,

$$P_1 = P_{atm} + \rho gh \qquad \text{(kPa)} \tag{1-15}$$

En las relaciones anteriores, W es el peso de la columna del fluido, ρ es la densidad del fluido y se supone constante, g es la aceleración gravitacional local, A el área de la sección transversal del tubo y P_{atm} es la presión atmosférica. La diferencia de presión se expresa como

$$\Delta P = P_1 - P_{atm} = \rho gh \qquad \text{(kPa)} \tag{1-16}$$

Observe que el área de la sección transversal del tubo no tiene efecto en la diferencial de altura h y, por ello, en la presión ejercida por el fluido.

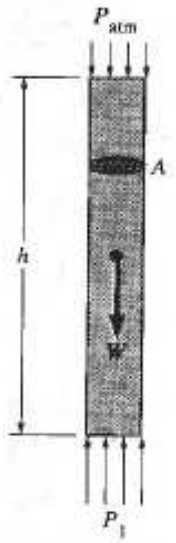


FIGURA 1-37
El diagrama de cuerpo libre de una columna de fluido con altura h.

EJEMPLO 1-4

Se usa un manómetro para medir la presión en un tanque. El fluido utilizado tiene una densidad relativa de 0.85 y la altura de la columna del manómetro es de 55 cm, como indica la figura 1-38. Si la presión atmosférica local es de 96 kPa, determine la presión absoluta dentro del tanque.

Solución La aceleración gravitacional no se especifica, por lo que se asume el valor estándar de 9.807 m/s². La densidad del fluido es el producto de multiplicar su densidad relativa por la densidad del agua, la cual se tomará como 1000 kg/m³:

$$\rho = (\rho_s)(\rho_{H_2O}) = (0.85)(1000\ \text{kg/m}^3) = 850\ \text{kg/m}^3$$

De la ecuación 1-15,

$$P = P_{atm} + \rho gh$$

$$= 96\ \text{kPa} + (850\ \text{kg/m}^3)(9.807\ \text{m/s}^2)(0.55\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{kPa}}{1000\ \text{N/m}^2}\right)$$

$$= 100.6\ \text{kPa}$$

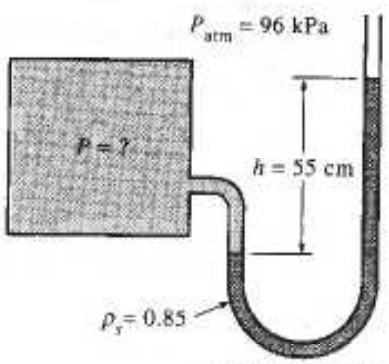


FIGURA 1-38
Dibujo para el ejemplo 1-4.

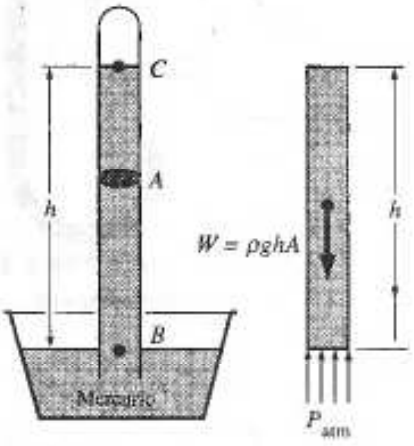


FIGURA 1-39
Barómetro básico.

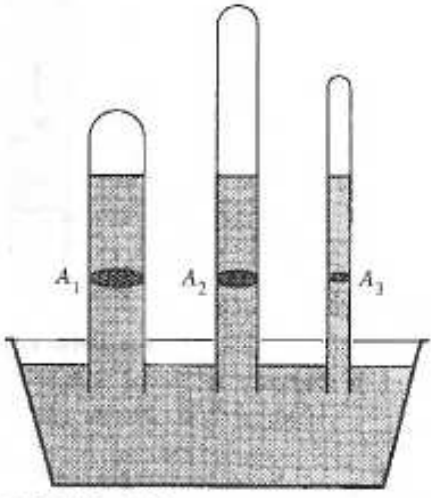


FIGURA 1-40
La longitud o el área de sección transveral del tubo no tiene efecto sobre la altura de la columna de fluido de un barómetro.

Barómetro

La presión atmosférica se mide con un dispositivo llamado **barómetro**; por lo que con frecuencia la presión atmosférica se conoce como *presión barométrica*.

Como Torricelli (1608-1647) descubrió hace varios siglos que la presión atmosférica puede medirse invirtiendo un tubo lleno de mercurio en un recipiente de mercurio que está abierto a la atmósfera, como muestra la figura 1-39. La presión en el punto B es igual a la presión atmosférica y la presión en C considerada como cero, pues sólo hay vapor de mercurio sobre el punto C y la presión que ejerce es despreciable. Al escribir el equilibrio de fuerzas en dirección vertical se obtiene

$$P_{atm} = \rho g h \qquad \text{(kPa)} \tag{1-17}$$

donde ρ es la densidad del mercurio, g es la aceleración gravitacional local y h es la altura de la columna de mercurio sobre la superficie libre. La longitud y el área de la sección transversal del tubo no tienen efecto sobre la altura de la columna de fluido de un barómetro (figura 1-40).

Una unidad de presión utilizada con frecuencia es la *atmósfera estándar*, definida como la presión producida por una columna de mercurio de 760 mm de altura a 0 °C (ρ_{Hg} = 13 595 kg/m³) bajo aceleración gravitacional estándar (g = 9.807 m/s²). Si se usara agua en lugar de mercurio para medir la presión atmosférica estándar, sería necesaria una columna de agua de casi 10.3 m. En ocasiones la presión se expresa (en especial en pronósticos climatológicos) en términos de la altura de la columna de mercurio. La presión atmosférica estándar, por ejemplo, es de 760 mmHg (29.92 pulgHg) a 0 °C.

La presión atmosférica promedio P_{atm} cambia de 101.325 kPa a nivel del mar a 89.88, 79.50, 54.05, 26.5 y 5.53 kPa a alturas de 1000, 2000, 5000, 10 000 y 20 000 metros, respectivamente. La presión atmosférica promedio en Denver (elevación = 1610 m), por ejemplo, es de 83.4 kPa.

Recuerde que la presión atmosférica en un sitio es el peso del aire sobre ese sitio por área superficial unitaria. Por consiguiente, no sólo cambia con la elevación, sino también con las condiciones climáticas.

EJEMPLO 1-5

Determine la presión atmosférica en una localidad donde la lectura barométrica es de 740 mmHg y la aceleración gravitacional es g = 9.7 m/s². Suponga que la temperatura del mercurio corresponderá a 10 °C, a la cual su densidad es de 13 570 kg/m³.

Solución De la ecuación 1-17, se sigue que la presión atmosférica es

$$\begin{aligned} P_{atm} &= \rho g h \\ &= (13{,}570\ \text{kg/m}^3)(9.7\ \text{m/s}^2)(0.74\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kPa}}{1000\ \text{N/m}^2}\right) \\ &= 97.41\ \text{kPa} \end{aligned}$$

EJEMPLO 1-6

El émbolo de un dispositivo de cilindro-émbolo contiene un gas con una masa de 60 kg con un área de sección transversal de 0.04 m², como se indica en la figura 1-41. La presión atmosférica local es de 0.97 bar y la aceleración gravitacional es 9.8 m/s².

a) Determine la presión dentro del cilindro.

b) Si al gas se transfiere cierta cantidad de calor y su volumen se duplica, ¿esperaría que cambiara la presión dentro del cilindro?



FIGURA 1-41
Dibujo para el ejemplo 1-6.

Solución *a)* La presión del gas en el dispositivo de cilindro-émbolo depende de la presión atmosférica y del peso del émbolo. El diagrama de cuerpo libre del émbolo (figura 1-42) y el balance de las fuerzas verticales producen

$$PA = P_{atm}A + W$$

$$P = P_{atm} + \frac{mg}{A}$$

$$= 0.97 \text{ bar} + \frac{(60 \text{ kg})(9.8 \text{ m/s}^2)}{0.04 \text{ m}^2}\left(\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1 \text{ bar}}{10^5 \text{ N/m}^2}\right)$$

$$= 1.117 \text{ bars}$$

b) El cambio de volumen no tendrá ningún efecto en el diagrama de cuerpo libre dibujado en la parte *a)* y, en consecuencia, la presión dentro del cilindro permanecerá igual.

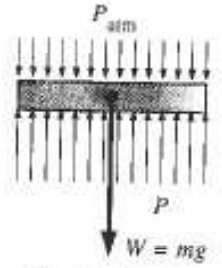


FIGURA 1-42
Diagrama de cuerpo libre del émbolo.

1-10 ■ TEMPERATURA Y LA LEY CERO DE LA TERMODINÁMICA

Aunque existe cierta familiaridad con la **temperatura** como medida de lo "caliente" o lo "frío", no es fácil definirla exactamente. De acuerdo con las sensaciones fisiológicas, el nivel de temperatura se expresa en un sentido cualitativo con palabras como *congelado, frío, tibio, caliente* y *ardiente*. Sin embargo, no es posible asignar valores numéricos a las temperaturas sólo con base en las sensaciones. Además, los sentidos pueden estar equivocados. Una silla metálica, por ejemplo, se percibirá mucho más fría que una de madera, aunque ambas estén a la misma temperatura.

Por fortuna algunas propiedades de los materiales cambian con la temperatura, de una manera repetitiva y predecible, cambio que constituye la base para una medición exacta de temperatura. Por ejemplo, el termómetro de mercurio, utilizado comúnmente, se basa en la dilatación del mercurio producida por la temperatura. La temperatura también se mide por un buen número de otras propiedades que dependen de ella.

Es común observar que una taza de café caliente que se deja sobre la mesa se enfría a la larga y que una bebida fría después de cierto tiempo adquiere cierta tibieza. Cuando un cuerpo entra en contacto con otro cuerpo que tiene diferente temperatura, el calor del cuerpo a temperatura más alta se transfiere al de tem-

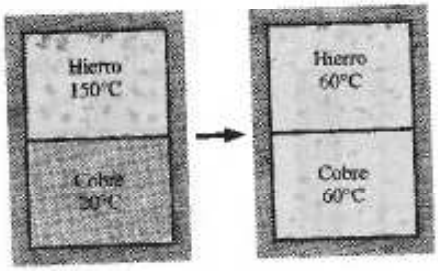


FIGURA 1-43
Dos cuerpos alcanzan el equilibrio térmico después de haberse puesto en contacto en un recinto aislado.

peratura inferior hasta que ambos alcanzan la misma temperatura (figura 1-43). En ese punto, la transferencia de calor se detiene y se dice que ambos cuerpos han alcanzado el **equilibrio térmico**. La igualdad de temperatura es el único requerimiento para el equilibrio térmico.

La **ley cero de la termodinámica** establece que si dos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico con un tercer cuerpo, están en equilibrio térmico entre sí. Parece absurdo que un hecho tan obvio sea una de las leyes básicas de la termodinámica. No obstante, ésta no puede concluirse a partir de otras leyes de la termodinámica y sirve como base para la validez en la medición de temperatura. Al sustituir el tercer cuerpo por un termómetro, la ley cero se reenuncia de la manera siguiente: *dos cuerpos están en equilibrio térmico si indican la misma lectura de temperatura, incluso si no se encuentran en contacto.*

La ley cero fue formulada y nombrada por primera vez por R. H. Fowler en 1931. Y como el nombre sugiere, su valor como principio físico fundamental fue reconocido más de medio siglo después de la formulación de la primera y segunda leyes de la termodinámica. Recibió el nombre de ley cero puesto que debe preceder a la primera y segunda leyes de la termodinámica.

Escalas de temperatura

Las escalas de temperatura permiten a los científicos utilizar una base común para las mediciones de la misma y se han introducido cientos de ellas a lo largo de la historia. Todas las escalas de temperatura se basan en algunos estados fáciles de producir, como los puntos de congelamiento y ebullición del agua, los cuales también se llaman el *punto de congelación* y el *punto de ebullición*, respectivamente. Una mezcla de hielo y agua que se encuentra en equilibrio con aire saturado con vapor a una presión de 1 atm se dice que está en el punto de congelamiento, y una mezcla de agua líquida y de vapor de agua (sin aire) en equilibrio a 1 atm de presión se dice que está en el punto de ebullición.

Hoy día las escalas de temperatura utilizadas en el SI y en el sistema inglés son la **escala Celsius** (antiguamente llamada *escala centígrada*; en 1948 fue bautizada en honor del astrónomo suizo A. Celsius, 1701-1744, quien la ideó) y la **escala Fahrenheit** (nombrada en honor del instrumentista alemán G. Fahrenheit, 1686-1736), respectivamente. En la escala Celsius, a los puntos de congelación y de vapor se les asignan los valores de 0 y 100 °C, a cada uno. Los valores correspondientes en la escala Fahrenheit son 32 y 212 °F. Éstas a menudo se conocen como *escalas de dos puntos*, puesto que los valores de temperatura se asignan en dos puntos diferentes.

En termodinámica es necesario tener una escala de temperatura que sea independiente de las propiedades de una o varias sustancias. Una escala de temperatura de este tipo se denomina **escala de temperatura termodinámica**, la cual se desarrolla en el capítulo 5 junto a la segunda ley de la termodinámica. La escala de temperatura termodinámica en el SI es la **escala Kelvin**, en honor de Lord Kelvin (1824-1907). La unidad de temperatura sobre esta escala e

el **kelvin**, la cual se denota mediante K (no °K; el símbolo de grados se eliminó oficialmente en 1967). La temperatura más baja en la escala Kelvin es 0 K. Al utilizar técnicas de refrigeración no convencionales, los científicos se han aproximado al kelvin del cero absoluto (se logró llegar a 0.000000002 K en 1989).

La escala de temperatura termodinámica en el sistema inglés es la llamada **escala Rankine**, en honor a William Rankine (1820-1872). La unidad de temperatura en esta escala es el **rankine**, el cual se denota mediante la letra R.

Una escala de temperatura que es idéntica a la escala Kelvin es la **escala de temperatura de gas ideal**. Las temperaturas en esta escala se miden con un **termómetro de gas a volumen constante**, el cual es un recipiente rígido lleno con un gas, por lo común hidrógeno o helio, a baja presión. Esta temperatura se sustenta en el principio de que *a bajas presiones, la temperatura de un gas es proporcional a su presión a volumen constante*. Esto es, la temperatura de un gas de volumen fijo varía *linealmente* con la temperatura, y la presión del gas en el recipiente se expresa como

$$T = a + bP \tag{1-18}$$

donde los valores de las constantes a y b en un termómetro de gas se determinan experimentalmente. Una vez que a y b se conocen, la temperatura del medio puede calcularse por la relación anterior, al sumergir el recipiente rígido del termómetro de gas dentro del medio y midiendo la presión del gas cuando se establezca el equilibrio térmico entre el medio y el gas cuyo volumen se mantiene constante.

Una temperatura de gas ideal se establece al medir las presiones del gas en el recipiente en dos puntos reproducibles (como los puntos de congelamiento y de ebullición), y asignando valores adecuados a las temperaturas en esos dos puntos. Si se considera que sólo una línea recta pasa por dos puntos fijos sobre un plano, estas dos mediciones son suficientes para determinar las constantes a y b en la ecuación 1-18. Tras lo cual la temperatura desconocida T de un medio correspondiente a la lectura de presión P se determina por dicha ecuación mediante un cálculo simple. Los valores de las constantes serán diferentes para cada termómetro, dependiendo del tipo y la cantidad de gas en el recipiente, así como de los valores de temperatura asignados en los dos puntos de referencia. Si se asignan a los puntos de congelamiento y de ebullición los valores 0 y 100, entonces la escala de temperatura de gas será idéntica a la escala Celsius. En este caso se determina que el valor de la constante a (el cual corresponde a una presión absoluta de cero) será –273.15 °C sin que importe el tipo y la cantidad de gas en el recipiente del termómetro. Es decir, sobre un diagrama P-T, todas las líneas rectas que pasan por los puntos dato intersecarán el eje de temperatura en –273.15 °C cuando se extrapolen, como muestra la figura 1-44. Ésta es la temperatura más baja que puede obtenerse por medio de un termómetro de gas y así se obtiene una *escala de temperatura de gas absoluta* asignando un valor de cero a la constante a en la ecuación 1-18. En ese caso la ecuación 1-18 se reduce a $T = bT$, y así necesitamos especificar la temperatura sólo en *un* punto para definir una escala de temperatura de gas absoluta.

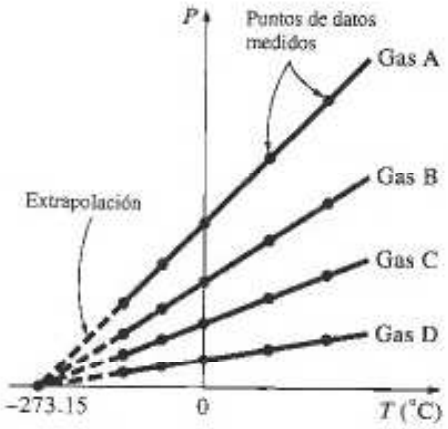


FIGURA 1-44
Gráficas de P contra T de los datos experimentales obtenidos con un termómetro de gas a volumen constante al utilizar cuatro gases diferentes con bajas presiones diversas.

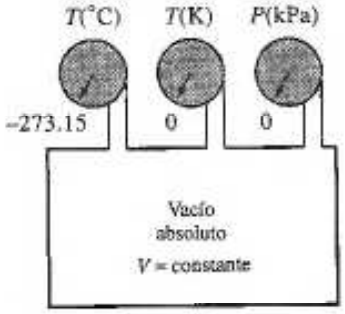


FIGURA 1-45
Un termómetro de gas a volumen constante mediría –273.15 °C a la presión del cero absoluto.

Debe observarse que la escala de temperatura de gas absoluta no es una escala de temperatura termodinámica, ya que no puede usarse a temperaturas muy bajas (debido a la condensación) ni a temperaturas muy altas (debido a la disociación e ionización). Sin embargo, la temperatura de gas absoluta es idéntica a la temperatura termodinámica en el intervalo de temperatura en que puede usarse el termómetro de gas, y de esa forma la escala de temperatura termodinámica en este punto es una escala de temperatura de gas absoluta que utiliza un gas "ideal" o "imaginario", que siempre actúa como un gas de baja presión sin que importe la temperatura. Si tal termómetro de gas existe, leería cero kelvin a la presión de cero absoluto, lo cual corresponde a –273.15 °C sobre la escala Celsius (figura 1-45).

La escala Kelvin se relaciona con la escala Celsius por medio de

$$T(\mathrm{K}) = T(^\circ\mathrm{C}) + 273.15 \tag{1-19}$$

La escala Rankine se relaciona con la escala Fahrenheit mediante

$$T(\mathrm{R}) = T(^\circ\mathrm{F}) + 459.67 \tag{1-20}$$

Es una práctica común redondear la constante en la ecuación 1-19 a 273 y la de la ecuación 1-20 a 460.

Las escalas de temperatura en ambos sistemas de unidades se relacionan por medio de

$$T(\mathrm{R}) = 1.8\,T(\mathrm{K}) \tag{1-21}$$

y

$$T(^\circ\mathrm{F}) = 1.8\,T(^\circ\mathrm{C}) + 32 \tag{1-22}$$

Una comparación de diferentes escalas de temperatura se brinda en la figura 1-46.

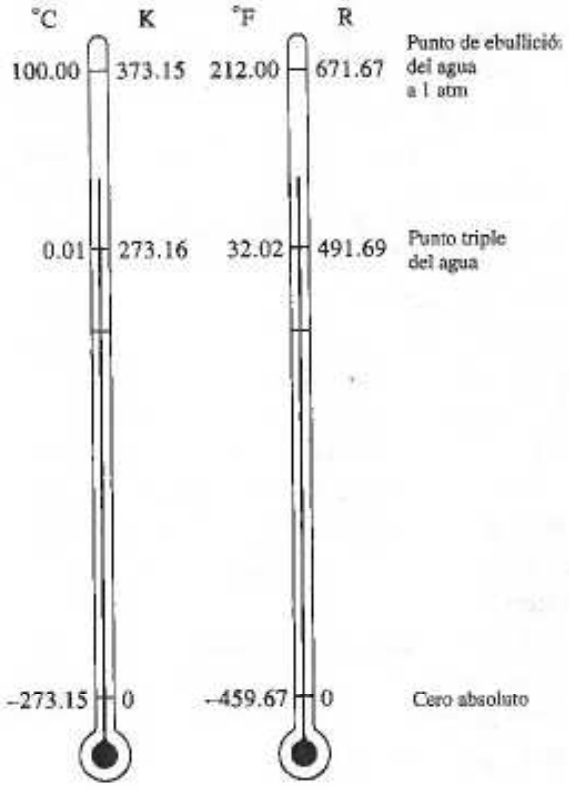


FIGURA 1-46
Comparación de escalas de temperatura.

Durante la Décima Conferencia de Pesos y Medidas en 1954, la escala Celsius fue redefinida en términos de un sólo punto fijo y la escala de temperaturas absolutas. El punto seleccionado es el *punto triple* del agua (el estado al cual las tres fases del agua coexisten en equilibrio) al que se le asigna el valor de 0.01 °C. La magnitud del grado se define a partir de la escala de temperatura absoluta. Como antes, el punto de ebullición del agua a una presión de 1 atm es 100.00 °C. Así la nueva escala Celsius es en esencia la misma que la antigua.

En la escala Kelvin el tamaño de la unidad de temperatura *kelvin* se define como "la fracción 1/273.16 de la temperatura termodinámica del punto triple del agua al que se asigna el valor de 273.16 K". Los puntos de congelación sobre las escalas Celsius y Kelvin son 0 °C y 273.15 K, respectivamente.

Las magnitudes de cada división de 1 K y 1 °C son idénticas (figura 1-47). Por consiguiente, cuando trabajamos con diferencias de temperatura ΔT, el intervalo de temperatura en ambas escalas será el mismo. Elevar la temperatura de una sustancia en 10 °C es lo mismo que elevarla en 10 K. Esto es,

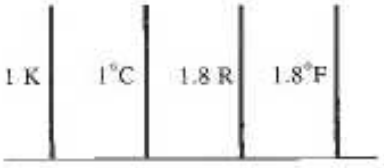


FIGURA 1-47
Comparación de las magnitudes de diversas unidades de temperatura.

$$\Delta T(\text{K}) = \Delta T(^\circ\text{C}) \tag{1-23}$$

De modo similarmente,

$$\Delta T(\text{R}) = \Delta T(^\circ\text{F}) \tag{1-24}$$

Algunas relaciones termodinámicas implican a la temperatura T y con frecuencia surge la pregunta de si está en K o °C. Si la relación implica diferencias de temperatura (como $a = b\,\Delta T$), no se establece ninguna diferencia y puede emplearse cualquiera. Pero si la relación implica sólo temperaturas en lugar de diferencias de temperaturas (como $a = bT$), entonces debe usarse K. Cuando haya duda siempre es seguro usar K debido a que virtualmente no hay situaciones en las que el uso de K sea incorrecto, en cambio hay muchas relaciones termodinámicas que producirían un resultado erróneo si se utilizara °C.

EJEMPLO 1-7

Durante un proceso de calentamiento, la temperatura de un sistema aumenta en 10 °C. Exprese este aumento de temperatura en K, °F y R.

Solución Este problema trata con cambios de temperatura, los cuales son idénticos en las escalas Kelvin y Celsius. Entonces de la ecuación 1-23,

$$\Delta T(\text{K}) = \Delta T(^\circ\text{C}) = 10\,\text{K}$$

Los cambios de temperatura en las escalas Fahrenheit y Rankine también son idénticos y se relacionan con los cambios en las escalas Celsius y Kelvin mediante las ecuaciones 1-21 y 1-24:

$$\Delta T(\text{R}) = 1.8\,\Delta T(\text{K}) = (1.8)(10) = 18\,\text{R}$$
$$\Delta T(^\circ\text{F}) = \Delta T(\text{R}) = 18^\circ\text{F}$$

1-11 ■ RESUMEN

Este capítulo presenta y analiza los conceptos básicos de la termodinámica. La *termodinámica* es la ciencia que estudia principalmente a la energía. La *primera ley de la termodinámica* es una expresión simple del principio de la conservación de la energía y afirma que la *energía* es una propiedad termodinámica. La *segunda ley de la termodinámica* sostiene que la energía tiene *calidad*, así como *cantidad*, y que los procesos reales tienden a la reducción de la calidad de la energía.

Un sistema de masa fija se llama *sistema cerrado* o *masa de control*, y un sistema que implica transferencia de masa por sus fronteras, recibe el nombre de *sistema abierto* o *volumen de control*. Las propiedades de un sistema, dependientes de la masa se llaman *propiedades extensivas*, y las demás *propiedades intensivas*. La *densidad* es masa por unidad de volumen y el *volumen específico* es volumen por unidad de masa.

La suma de todas las formas de energía de un sistema se denomina *energía total*, a la cual componen las energías interna, cinética y potencial. La *energía interna* representa la energía molecular de un sistema y puede existir en las formas sensible, latente, química y nuclear.

Se afirma que un sistema está en *equilibrio termodinámico* si mantiene el equilibrio térmico, mecánico, de fase y químico. Cualquier cambio de un estado a otro recibe el nombre de *proceso*. Un proceso con estados inicial y final idénticos, se denomina *ciclo*. Durante un proceso *cuasiestático* o de *cuasiequilibrio*, el sistema permanece prácticamente en equilibrio todo el tiempo. El estado de un sistema compresible simple se especifica por completo mediante dos propiedades intensivas independientes.

La fuerza por unidad de área se llama *presión* y su unidad es el *pascal*. Las presiones absoluta, manométrica y de vacío se relacionan por medio de

$$P_{\text{manométrica}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{atm}} \quad \text{(kPa)} \tag{1-13}$$

$$P_{\text{vac}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{abs}} \quad \text{(kPa)} \tag{1-14}$$

Las pequeñas y moderadas diferencias de presión se miden con un *manómetro* y una columna de fluido diferencial de altura h corresponde a una diferencia de presión de

$$\Delta P = \rho g h \quad \text{(kPa)} \tag{1-16}$$

donde ρ es la densidad del fluido y g es la aceleración gravitacional local. La presión atmosférica se mide con un *barómetro* y se determina a partir de

$$P_{\text{atm}} = \rho g h \quad \text{(kPa)} \tag{1-17}$$

donde h es la altura de la columna del líquido sobre la superficie libre.

La *ley cero de la termodinámica* establece que dos cuerpos están en equilibrio térmico si ambos tienen la misma lectura de temperatura, incluso si no se encuentran en contacto.

Las escalas de temperatura utilizadas hoy día en el SI y en el sistema inglés son la *escala Celsius* y la *escala Fahrenheit*, respectivamente. La escala de tem-

peratura absoluta en el SI es la *escala Kelvin*, la cual se relaciona con la escala Celsius por medio de

$$T(\text{K}) = T(^\circ\text{C}) + 273.15 \qquad (1\text{-}19)$$

En el sistema inglés la escala de temperatura absoluta es la *escala Rankine*, la cual se relaciona con la escala Fahrenheit por medio de

$$T(\text{R}) = T(^\circ\text{F}) + 459.67 \qquad (1\text{-}20)$$

Las magnitudes de cada división de 1 K y de 1 °C son idénticas, y lo mismo sucede con las magnitudes de cada división de 1 R y 1 °F. En consecuencia,

$$\Delta T(\text{K}) = \Delta T(^\circ\text{C}) \qquad (1\text{-}23)$$

y

$$\Delta T(\text{R}) = \Delta T(^\circ\text{F}) \qquad (1\text{-}24)$$

REFERENCIAS Y LECTURAS SUGERIDAS

1 American Society for Testing and Materials, *Standards for Metric Practice*, ASTM E 380-79, enero 1980.

2 R. T. Balmer, *Thermodynamics*, West, St. Paul, MN, 1990.

3 A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, Nueva York, 1988.

4 W. Z. Black y J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper and Row, Nueva York, 1985.

5 J. B. Jones y G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2a. ed., Wiley, Nuev York, 1986.

6 G. J. Van Wylen y R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1985.

7 K. Wark, *Thermodynamics*, 5a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1988.

PROBLEMAS*

Termodinámica y energía

1-1C ¿Cuál es la diferencia entre los enfoques clásico y estadístico de la termodinámica?

1-2C ¿Por qué un ciclista adquiere velocidad sobre un camino que desciende aun cuando no esté pedaleando? ¿Esto viola el principio de la conservación de la energía?

1-3C Un oficinista señala que una tasa de café frío sobre su mesa se calentó hasta 80 °C tomando energía del aire de los alrededores que se encontraban a

* Se sugiere a los estudiantes responder *todas* las preguntas de conceptos "C".

una temperatura de 25 °C. ¿Hay algo de cierto en esta afirmación? ¿Este proceso viola alguna ley de la termodinámica?

Masa, fuerza y aceleración

1-4C ¿Cuál es la diferencia entre libra-masa y libra-fuerza?

1-5C ¿Cuál es la fuerza neta que actúa sobre un automóvil que viaja a una velocidad constante de 70 km/h: *a*) sobre un camino plano y *b*) sobre un camino ascendente?

1-6 ¿Cuál es la fuerza requerida para acelerar una masa de 30 kg a una tasa de 15 m/s^2? *Respuesta:* 450 N

1-6E ¿Cuál es la fuerza que se requiere para acelerar una masa de 60 lbm a una tasa de 45 pies/s^2? *Respuesta:* 83.92 lbf

1-7 Un tanque de plástico de 5 kg que tiene un volumen de 0.2 m^3 se llena con agua líquida. Si supone que la densidad del agua es 1000 kg/m^3, determine el peso del sistema combinado.

1-8 Determine la masa y el peso del aire contenido en un cuarto cuyas dimensiones son 6 m por 6 m por 8 m. Suponga que la densidad del aire es 1.16 kg/m^3. *Respuestas:* 334.1 kg, 3277 N

1-8E Determine la masa y el peso del aire contenido en un cuarto cuyas dimensiones son 15 pies por 20 pies por 20 pies. Suponga que la densidad del aire es 0.0724 lbm/pie^3.

1-9 En una latitud de 45°, la aceleración gravitacional como una función de la altura z sobre el nivel del mar está dada por $g = a - bz$, donde $a = 9.807$ m/s^2 y $b = 3.32 \times 10^{-6}$ s^{-2}. Determine la altura sobre el nivel del mar, donde el peso de un sujeto disminuiría en 1 por ciento. *Respuesta:* 29 539 m

1-10 Un astronauta de 75 kg que pesa 735 N sobre la Tierra lleva su báscula de baño (una balanza de resorte) y una balanza de cruz (que compara masas) a la luna, donde la gravedad es $g = 1.67$ m/s^2. Determine cuánto pesará: *a*) sobre la báscula de resorte y *b*) sobre la balanza de cruz.
Respuestas: a) 125.25 N; *b*) 735.5 N

1-10E Un astronauta de 150 lbm que pesa 145 lbf sobre la Tierra lleva su báscula de baño (una balanza de resorte) y una balanza de cruz (que compara masas) a la luna, donde la gravedad local es $g = 5.48$ pie/s^2. Determine cuánto pesará: *a*) sobre la báscula de resorte *b*) sobre la balanza de cruz.
Respuestas: a) 25.5 lbf; *b*) 150 lbf

1-11 La aceleración de un avión de alta velocidad se expresa en múltiplos de g (aceleración estándar de la gravedad). Determine la fuerza neta dirigida hacia arriba, en N, que un hombre de 70 kg experimentaría en un avión cuya aceleración es 6 g.

1-12 Una roca de 5 kg se lanza hacia arriba con una fuerza de 150 N en un sitio donde la aceleración gravitacional es 9.79 m/s^2. Determine la aceleración de la roca en m/s^2.

Formas de energía, sistemas, estado, y propiedades

1-13C La mayor parte de la energía que se genera en el motor de un automóvil se transfiere al aire mediante el radiador debido al agua que circula. ¿El radiador debe analizarse como un sistema cerrado o como un sistema abierto? Explique.



FIGURA P1-13C

1-14C Una lata de refresco a temperatura ambiente se pone dentro del refrigerador para que se enfríe. ¿Podría usted modelar la lata de refresco como un sistema cerrado o como un sistema abierto?

1-15C ¿La masa puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado? ¿Qué sucede con la energía?

1-16C Los calentadores eléctricos portátiles se emplean comúnmente para calentar cuartos pequeños. Explique la transformación de energía involucrada durante este proceso de calentamiento.

1-17C Considere el proceso de calentar agua en la parte superior de una parrilla eléctrica. ¿Cuáles son las formas de energía involucradas en este proceso? ¿Cuáles son las transformaciones de energía que suceden?

1-18C ¿Cuál es la diferencia entre las formas de energía macroscópica y microscópica?

1-19C ¿Qué es la energía total? Identifique las diferentes formas de energía que constituyen la energía total.

1-20C Liste las formas de energía que contribuyen a la energía interna de un sistema.

1-21C ¿Cómo se relacionan entre sí el calor, la energía interna y la energía térmica?

1-22C ¿Cuál es la diferencia entre propiedades intensivas y extensivas?

1-23C En un sistema que se encuentra en equilibrio termodinámico, ¿la temperatura y la presión son iguales en todos lados?

1-24C ¿Qué es un proceso de cuasiequilibrio? ¿Cuál es su importancia en ingeniería?

1-25C Defina los procesos isotérmico, isobárico e isocórico.

1-26C ¿Qué es el postulado de estado?

1-27C ¿El estado del aire en un cuarto aislado está completamente especificado por la temperatura y la presión? Explique.

Presión

1-28C ¿Cuál es la diferencia entre la presión manométrica y la absoluta?

1-29C Explique por qué a grandes alturas ciertas personas experimentan sangrado de la nariz y algunas otras falta de respiración.

1-30 Un medidor de vacío conectado a un tanque registra 30 kPa en un sitio donde la lectura barométrica es de 755 mmHg. Determine la presión absoluta en el tanque. Tome $\rho_{Hg} = 13\ 590\ kg/m^3$. *Respuesta:* 70.6 kPa

1-30E Un medidor de vacío conectado a un tanque registra 5.4 psi en un sitio donde la lectura barométrica es 28.5 pulgHg. Determine la presión absoluta en el tanque. Tome $\rho_{Hg} = 848.4\ lbm/pie^3$. *Respuesta:* 8.6 psia

1-31 Un medidor de presión conectado a un tanque registra 3.5 bar en un sitio donde la lectura barométrica es 75 cmHg. Determine la presión absoluta en el tanque. Tome $\rho_{Hg} = 13\ 590\ kg/m^3$. *Respuesta:* 4.5 bar

1-31E Un medidor de presión conectado a un tanque registra 50 psi en un sitio donde la lectura barométrica es 29.1 pulgHg. Determine la presión absoluta en el tanque. Tome $\rho_{Hg} = 848.4\ lbm/pies^3$. *Respuesta:* 64.29 psia

1-32 Un medidor de presión conectado a un tanque registra 500 kPa en un sitio donde la presión atmosférica es 94 kPa. Determine la presión absoluta en el tanque.

1-33 El barómetro de un montañista registra 930 mbar al principio de un ascenso y 780 mbar al final. Desprecie el efecto de la altitud sobre la aceleración gravitacional local y determine la distancia vertical ascendida. Suponga una densidad del aire promedio a 1.20 kg/m³ y tome $g = 9.7\ m/s^2$. *Respuesta:* 1289 m

1-33E El barómetro de un montañista registra 13.8 psia al principio de un ascenso y 12.6 psia al final. Desprecie sin hacer caso del efecto de la altura sobre la aceleración gravitacional local, determine la distancia vertical ascendida. Suponga una densidad del aire promedio de 0.074 lbm/pie³ y tome $g = 31.8\ pie/s^2$. *Respuesta:* 2363 pies

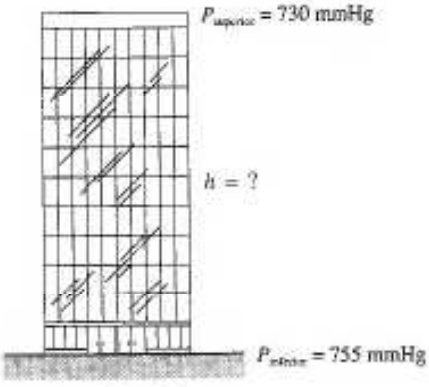


FIGURA P1-34

1-34 El barómetro básico puede utilizarse para medir la altura de un edificio. Si las lecturas barométricas en la parte superior y en la base del edificio son 730 y 755 mmHg, respectivamente, determine la altura del edificio. Suponga una densidad promedio del aire promedio de 1.18 kg/m³.

1-35 Determine la presión ejercida sobre un buzo a 30 m por debajo de la superficie libre del mar. Suponga una presión barométrica de 101 kPa y una densidad relativa de 1.03 para el agua del mar. *Respuesta:* 404.0 kPa

1-36 Determine la presión ejercida sobre la superficie de un submarino que navega 100 m por debajo de la superficie libre del mar. Asuma que la presión barométrica es 101 kPa y que la densidad relativa del agua de mar es 1.03.

1-36E Determine la presión ejercida sobre la superficie de un submarino que navega 300 pies por debajo de la superficie libre del mar. Suponga que la presión barométrica es 14.7 psia y que la densidad relativa del agua de mar es 1.03.

1-37 Un gas contenido en un dispositivo de cilindro-émbolo vertical sin fricción. El émbolo tiene una masa de 4 kg y un área de sección transversal de

35 cm². Un resorte comprimido ejerce sobre el émbolo una fuerza de 60 N. Si la presión atmosférica es 95 kPa, determine la presión dentro del cilindro. *Respuesta:* 123.4 kPa

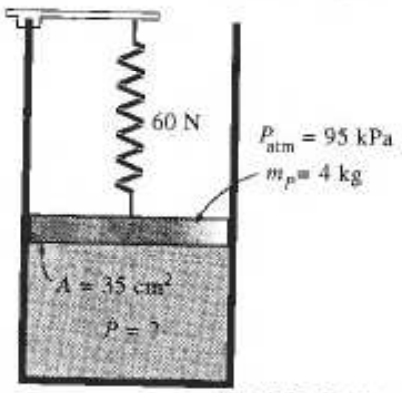


FIGURA P1-37

1-37E Un gas contenido en un dispositivo de cilindro-émbolo vertical sin fricción. El émbolo tiene una masa de 8 lbm y un área de sección transversal de 5 pulg². Un resorte comprimido ejerce sobre el émbolo una fuerza de 18 lbf. Si la presión atmosférica es 14.6 psia, determine la presión dentro del cilindro. *Respuesta:* 19.8 psia

1-38 Se conectan a un tanque de gas un medidor y un manómetro para medir su presión. Si la lectura en el medidor de presión es 80 kPa, determine la distancia entre los dos niveles de fluido del manómetro si el fluido es: *a*) mercurio (ρ = 13 600 kg/m³) o *b*) agua (ρ = 1000 kg/m³).

1-39 Un manómetro que contiene aceite (ρ = 850 kg/m³) se conecta a un tanque lleno de aire. Si la diferencia del nivel de aceite entre ambas columnas es de 45 cm y la presión atmosférica es 98 kPa, determine la presión absoluta del aire en el tanque. *Respuesta:* 101.75 kPa

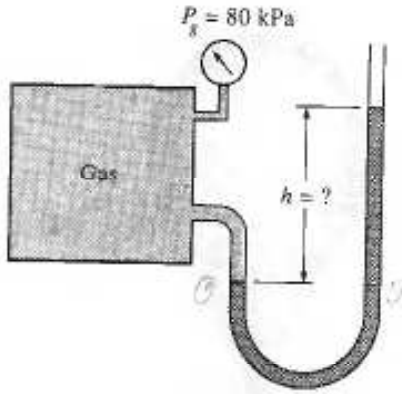


FIGURA P1-38

1-39E Un manómetro que contiene aceite (ρ = 53 lbm/pies³) se conecta a un tanque lleno de aire. Si la diferencia del nivel de aceite entre las dos columnas es de 20 pulg y la presión atmosférica es 14.6 psia, determine la presión absoluta del aire en el tanque. *Respuesta:* 15.21 psia

1-40 Un manómetro de mercurio (ρ = 13 600 kg/m³) se conecta a un ducto de aire para medir la presión en el interior. La diferencia en los niveles del manómetro es de 15 mm y la presión atmosférica es 100 kPa.

a) Analice la figura P1-40, y determine si la presión en el ducto está por arriba o por abajo de la presión atmosférica.

b) Determine la presión absoluta en el ducto.

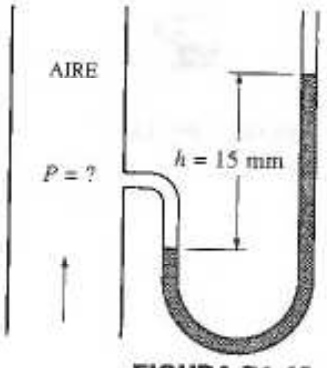


FIGURA P1-40

Temperatura

1-41C ¿Qué es la ley cero de la termodinámica?

1-42C ¿Cuáles son las escalas de temperatura ordinaria y absoluta en el SI y en el sistema inglés?

1-43C Considere un termómetro de alcohol y uno de mercurio que miden exactamente 0 °C en el punto de congelación y 100 °C en el de ebullición. La distancia entre ambos puntos se divide en 100 partes iguales en termómetros ¿cree que los termómetros brindarán exactamente la misma lectura a una temperatura de, por ejemplo, 60 °C? Explique.

1-44 La temperatura interna del cuerpo de una persona saludable es 37°C. ¿Cuál es el valor en kelvins? *Respuesta:* 310 K

1-44E La temperatura interna del cuerpo de una persona saludable es de 98.6 °F. ¿Cuál es el valor en la escala Rankine? *Respuesta:* 558.3

1-45 Considere un sistema cuya temperatura es 18 °C. Exprese la temperatura en kelvins.

1-45E Considere un sistema cuya temperatura es 18 °C. Exprese esa temperatura en R, K y °F.

1-46 La temperatura de un sistema aumenta en 30 °C durante un proceso de calentamiento. Exprese este aumento de temperatura en kelvins.
Respuesta: 30 K

1-46E La temperatura de un sistema aumenta en 60 °F durante un proceso de calentamiento. Exprese este aumento de temperatura en R, K y °C.
Respuestas: 60 R, 33.3 K, 33.3 °C

1-47 La temperatura de un sistema baja 15 °C durante un proceso de enfriamiento. Exprese esta reducción de temperatura en kelvins.

1-47E La temperatura de un sistema disminuye 27 °F durante un proceso de enfriamiento. Exprese esta reducción de temperatura en K, R y °C.

1-48 Considere dos sistemas cerrados A y B. El sistema A contiene 2000 kJ de energía térmica a 20 °C en tanto que el sistema B contiene 200 kJ de energía térmica a 50 °C. Los dos sistemas se ponen en contacto. Determine la dirección de cualquier transferencia de calor entre ambos.

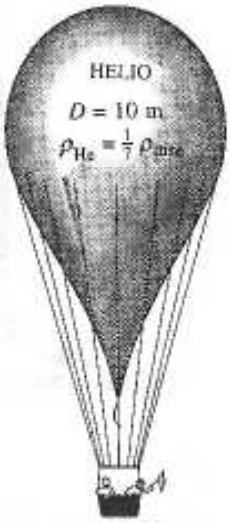


FIGURA P1-49

Problemas de repaso

1-49 En general los globos aerostáticos se llenan con gas helio debido a que sólo pesa un séptimo de lo que pesa el aire en condiciones idénticas. La fuerza de flotación, que puede expresarse como $F_B = \rho_{aire} g V_{globo}$, empujará el globo hacia arriba. Si éste tiene un diámetro de 10 m y transporta dos personas, de 70 kg cada una, determine la aceleración del globo en el momento en que se suelta. Suponga que la densidad del aire es $\rho = 1.16$ kg/m^3 y no tome en cuenta el peso de las cuerdas y de la canasta. *Respuesta:* 16.5 m/s^2

1-49E Los globos aerostáticos se llenan con gas helio debido a que sólo pesa un séptimo del peso del aire en condiciones idénticas. La fuerza de flotación se expresa como $F_B = \rho_{aire} g V_{globo}$, empujará el globo hacia arriba. Si éste tiene un diámetro de 30 pies y transporta dos personas, de 140 lbm cada una, determine la aceleración del globo en el momento en que se suelta. Suponga que la densidad del aire es $\rho = 0.0724$ lbm/pie^3 y desprecie el peso de las cuerdas y de la canasta. *Respuesta:* 45.1 pies/s^2

1-50 Determine la cantidad de carga máxima, en kg, que el globo descrito en el problema 1-49 puede transportar. *Respuesta:* 520.6 kg

1-51 El barómetro básico se utiliza como un dispositivo para la medición de altitud en aviones. El control de tierra reporta una lectura barométrica de

753 mmHg mientras que la lectura del piloto es de 690 mmHg. Estime la altitud del avión desde el nivel del suelo si la densidad del aire promedio es de 1.20 kg/m³ y $g = 9.8$ m/s². *Respuesta:* 714 m

1-51E El barómetro básico se utiliza como un dispositivo para la de medición de altitud en aviones. El control de tierra reporta una lectura barométrica de 28.9 pulgHg mientras que la lectura del piloto es de 26.0 pulgHg. Estime la altitud del avión desde el nivel del suelo si la densidad del aire promedio es de 0.075 lbm/pie³ y $g = 31.6$ pies/s². *Respuesta:* 2737 pies

1-52 La mitad inferior de un recipiente cilíndrico de 10 m de altura se llena con agua ($\rho = 1000$ kg/m³) y la mitad superior con aceite que tiene una densidad relativa de 0.85. Determine la diferencia de presión entre la parte superior y el fondo del cilindro. *Respuesta:* 90.7 kPa

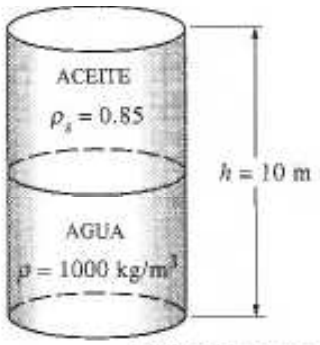


FIGURA P1-52

1-53 Un dispositivo vertical de cilindro-émbolo sin fricción contiene un gas a 500 kPa. La presión atmosférica en el exterior es 100 kPa y el área del émbolo mide 30 cm². Determine la masa del émbolo. Suponga aceleración gravitacional estándar.

1-54 Una olla de presión cocina mucho más rápido que una cacerola ordinaria, al manter la presión y la temperatura más altas en el interior. La tapa de una olla de presión sella perfectamente y el vapor puede escapar sólo por una abertura en la parte media de la tapa. Una pieza separada de cierta masa, la válvula, se coloca sobre esta abertura y evita que el vapor escape hasta que la fuerza de la presión supere el peso de la válvula. En esta forma, el escape periódico del vapor previene cualquier presión potencialmente peligrosa y mantiene la presión interna con un valor constante.

Determine la masa de la válvula de una olla exprés, cuya presión de operación es de 100 kPa manométricos y que tiene un área de sección transversal con abertura de 4 mm². Suponga una presión atmosférica de 101 kPa y dibuje el diagrama de cuerpo libre de la válvula. *Respuesta:* 40.8 g

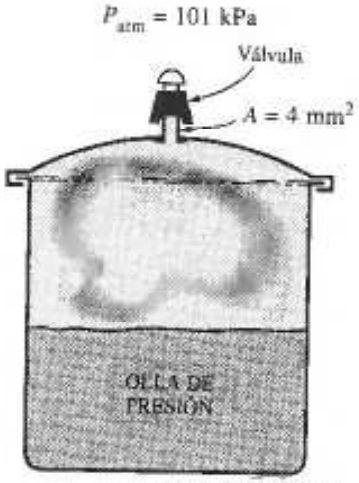


FIGURA P1-54

1-55 Un tubo de vidrio se une a una tubería de agua como se muestra en la figura P1-55. Si la presión del agua en el fondo del tubo es 115 kPa y la presión atmosférica local es de 92 kPa, determine en m la altura a la que ascenderá el agua en el tubo. Suponga $g = 9.8$ m/s² en ese sitio y considere la densidad del agua igual a 1000 kg/m³.

1-56 La presión atmosférica promedio sobre la Tierra se aproxima como una función de la altitud por medio de la relación

$$P_{atm} = 101.325(1 - 0.02256z)^{5.256}$$

donde P_{atm} es la presión atmosférica en kPa y z es la altitud en km (1 kilómetro = 1000 m) con $z = 0$ a nivel del mar. Determine la presión atmosférica aproximada en Atlanta ($z = 306$ m), Denver ($z = 1610$ m), la ciudad de México ($z = 2309$ m), y la cima del Monte Everest ($z = 8848$ m).

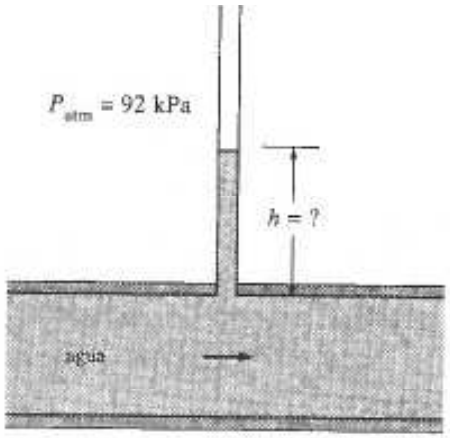


FIGURA P1-55

1-57 El peso de los cuerpos cambia un poco de un lugar a otro, como consecuencia de la variación en la aceleración gravitacional g con la altura. Tome en

cuenta esta variación, en relación con el problema 1-9, y determine el peso de una persona de 80 kg al nivel del mar ($z = 0$), en Denver ($z = 1610$ m) y la cima del Monte Everest ($z = 8848$ m).

1-58 La eficiencia de un refrigerador aumenta 3 por ciento por cada °C en la temperatura mínima en el dispositivo. ¿Cuál es el aumento en la eficiencia por cada: *a*) K, *b*) °F y *c*) R de aumento de temperatura?

1-59 La temperatura de ebullición del agua disminuye cerca de 3 °C por cada 1000 m de aumento en la altitud. ¿Cuál es la reducción en la temperatura de ebullición en: *a*) K, *b*) °F, y *c*) R por cada 1000 m de aumento en la altura?

1-60 La temperatura corporal promedio de una persona aumenta casi 2 °C durante el ejercicio intenso. ¿Cuál es el aumento en la temperatura del cuerpo en: *a*) K, *b*) °F, y *c*) R, durante el ejercicio intenso?

1-61 La hipertermia de 5 °C (esto es, un aumento de 5 °C sobre la temperatura corporal normal) se considera fatal. Exprese este nivel fatal de hipertermia en: *a*) K, *b*) °F y *c*) R.

1-62 Una casa está perdiendo calor a una tasa de 3000 kJ/h por °C, de diferencia entre las temperaturas interna y externa. Exprese la tasa de pérdida de calor de esta casa por: *a*) K, *b*) °F y *c*) R, de diferencia entre las temperaturas interior y exterior.

1-63 La temperatura promedio de la atmósfera en el mundo se aproxima con la función de la altura mediante la relación

$$T_{atm} = 288.15 - 6.5z$$

donde T_{atm} es la temperatura de la atmósfera en K y z es la altura en km con $z = 0$ a nivel del mar. Determine la temperatura promedio de la atmósfera fuera de un avión que viaja a una altura de 12 000 m.

Problemas de computadora, de diseño y de ensayo

1-64 Escriba un programa de computadora interactivo para expresar una temperatura dada en °C, °F, K y R, en términos de las otras tres unidades.

1-65 Escriba un programa de computadora interactivo para expresar una expresión dada en unidades del SI, en términos de la altura de columnas de agua y de mercurio.

1-66 Escriba un ensayo acerca de los diferentes dispositivos para medir la temperatura. Explique el principio operacional de cada dispositivo, sus ventajas y desventajas, costo y su nivel de aplicabilidad. Qué dispositivo recomendaría usted para utilizarse en los siguientes casos: tomar la temperatura de los pacientes en el consultorio de un doctor, monitorear las variaciones de temperatura en el monobloque del motor de un automóvil en diferentes sitios, y monitorear las temperaturas en el horno de una central termoeléctrica.

1-67 Escriba un ensayo acerca de los diferentes dispositivos para medir la presión. Explique el principio operacional de cada dispositivo, sus ventajas y

desventajas, costo y su nivel de aplicabilidad. Proporcione ejemplos de áreas de aplicación para las cuales cada dispositivo es más apropiado.

1-68 Escriba un ensayo acerca de los diversos dispositivos para medir la masa y volumen que se han utilizado a lo largo de la historia. También explique el desarrollo de las unidades modernas de masa y volumen.

1-69 Joe Smith, un anticuado estudiante de ingeniería, cree que el punto de ebullición del agua es más apropiado para utilizarse como punto de referencia en las escalas de temperatura. Al pensar, desafortunadamente, que el punto de ebullición corresponde a cierto número impar en las actuales escalas de temperatura absoluta, él ha propuesto una nueva escala lineal de temperatura absoluta que ha llamado escala Smith. La unidad de temperatura en esta escala es el *smith*, denotada por S, y al punto de ebullición del agua sobre ésta escala se le asigna el valor de 1000 S. Desde un punto de vista termodinámico, analice si ésta es una escala de temperatura aceptable. También determine el punto de congelación del agua sobre la escala Smith y obtenga una relación entre ésta y la escala Celsius.

Propiedades de las sustancias puras

CAPÍTULO 2

Este capítulo introduce el concepto de sustancias puras y el análisis de las diversas fases, así como la física de los procesos de cambios de fase. Presenta varios diagramas de propiedades y de superficies *P-v-T* de sustancias puras. Explica el uso de tablas de propiedades y estudia la sustancia hipotética "gas ideal" y la ecuación de estado de gas ideal. También presenta e ilustra el factor de compresibilidad, el cual explica la desviación en los gases reales del comportamiento del gas ideal. Por último, incluye algunas de las ecuaciones de estado más conocidas.

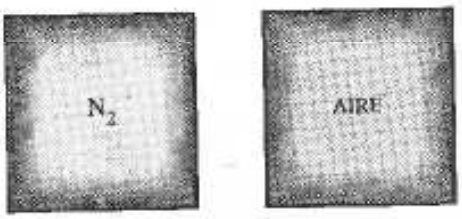
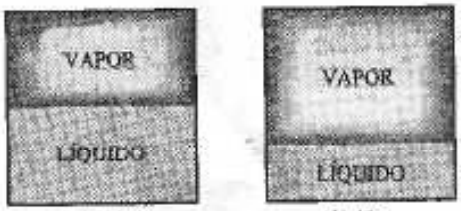


FIGURA 2-1
El nitrógeno y el aire gaseoso son sustancias puras.



a) H_2O *b*) Aire

FIGURA 2-2
Una mezcla de agua líquida y gaseosa es una sustancia pura, pero una mezcla de aire líquido y gaseoso no lo es.

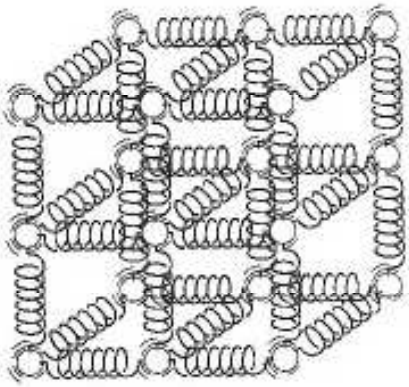


FIGURA 2-3
Las moléculas en un sólido se mantienen en sus posiciones por medio de grandes fuerzas intermoleculares similares a resortes.

2-1 ■ SUSTANCIA PURA

Una sustancia que tiene una composición química fija recibe el nombre de **sustancia pura**. El agua, el nitrógeno, el helio y el dióxido de carbono, son sustancias puras.

Una sustancia pura, no tiene que ser de un solo elemento químico o compuesto. La mezcla de diferentes elementos o compuestos químicos también es una sustancia pura, siempre que la mezcla sea homogénea. El aire, por ejemplo, que es una mezcla de varios gases, con frecuencia se considera como una sustancia pura porque tiene una composición química uniforme (figura 2-1). En contraste, la mezcla de aceite y agua no es una sustancia pura. Como el aceite no es soluble en agua se acumulará sobre la superficie de ésta y formará dos regiones químicamente distintas.

Una mezcla de dos o más fases de una sustancia pura sigue siendo sustancia pura, siempre que la composición química de las fases sea la misma (figura 2-2). Una mezcla de hielo y agua es una sustancia pura porque ambas fases tienen la misma composición química. En contraste, una mezcla de aire líquido y aire gaseoso, no es una sustancia pura debido a que la composición del aire líquido es distinta de la composición del aire gaseoso y, por ello, la mezcla ya no es químicamente homogénea. Lo anterior es posible gracias a que diferentes componentes en el aire tienen distintas temperaturas de condensación en una presión dada.

2-2 ■ FASES DE UNA SUSTANCIA PURA

Es obvio, por la experiencia, que las sustancias existen en fases diferentes. A temperatura y presión ambiente el cobre es un sólido, el mercurio un líquido y el nitrógeno un gas. En condiciones diferentes, cada uno aparece en una fase diferente. Aunque hay tres fases principales —sólida, líquida y gaseosa— una sustancia tiene varias fases dentro de una fase principal, cada una con una estructura molecular diferente. Por ejemplo, el carbón existe como grafito o diamante en la fase sólida. El helio tiene dos fases líquidas y el hierro tres fases sólidas. El hielo presenta siete fases diferentes a presiones elevadas. Una fase es un arreglo molecular distinto, homogéneo en todas partes y que se separa de las demás por medio de superficies frontera fácilmente identificables. Las dos fases del H_2O en agua congelada representan un buen ejemplo.

En termodinámica, al estudiar fases o cambios de fase, no es necesario interesarse en la estructura y comportamiento moleculares de las diferentes fases. No obstante, es muy útil entender el fenómeno molecular implicado en cada fase. A continuación se brinda una exposición breve de las transformaciones de fase.

Los enlaces moleculares más fuertes se dan en los sólidos y los más débiles en los gases. Una razón es que, en el primer caso, las moléculas están muy próximas unas de otras, en tanto que en los gases las separan grandes distancias moleculares.

Las moléculas en un **sólido** se arreglan en un patrón tridimensional (enrejado), que se repite por todo el sólido (figura 2-3). Debido a las pequeñas distan-

cias intermoleculares, las fuerzas de atracción entre las moléculas son grandes y las mantienen en posiciones fijas dentro del sólido (figura 2-4). Las fuerzas de atracción originan fuerzas de repulsión a medida que la distancia intermolecular se acerca a cero, evitando así que las moléculas se apilen unas sobre otras. Aunque las moléculas en un sólido no pueden moverse, tienen una continua oscilación en torno a su posición de equilibrio. La velocidad de las moléculas durante estas oscilaciones depende de la temperatura. Cuando es suficientemente elevada, la velocidad (y en consecuencia el momento) de las moléculas alcanza un punto donde las fuerzas intermoleculares se superan y grupos de moléculas escapan (figura 2-5). Este es el principio del proceso de fusión.

El espaciamiento molecular en la fase **líquida** es parecido al de la fase sólida, excepto en que las moléculas ya no mantienen posiciones fijas entre sí. En un líquido grupos de moléculas flotan unos en torno de otros; sin embargo, las moléculas tienen una estructura ordenada dentro de cada grupo y mantienen sus posiciones originales unas respecto de otras. Las distancias entre las moléculas experimentan un ligero incremento cuando un sólido se vuelve líquido; el agua es una rara excepción de esta característica.

En la fase **gaseosa** las moléculas están bastante apartadas unas de otras y no hay un orden molecular. Las moléculas de gas se mueven al azar, en continuo choque entre sí y con las paredes del recipiente que las contiene. En particular a bajas densidades son muy pequeñas las fuerzas intermoleculares, y las colisiones son el único medio de interacción entre las moléculas, las cuales tienen un nivel de energía considerablemente mayor que en las fases líquida o sólida. Por tanto, el gas debe liberar una gran cantidad de energía antes de que pueda condensarse o congelarse.



FIGURA 2-4
En un sólido las fuerzas de atracción y repulsión entre las moléculas tienden a mantenerlas a distancias relativamente constantes unas de otras.

2-3 ■ PROCESOS DE CAMBIO DE FASE DE SUSTANCIAS PURAS

Hay varias situaciones prácticas en que dos fases de una sustancia pura coexisten en equilibrio. El agua existe como una mezcla de líquido y vapor en la caldera y en el condensador de una central termoeléctrica. El refrigerante pasa de líquido a vapor en el congelador de un refrigerador. Aunque muchos propietarios de casas consideran al congelamiento del agua en las tuberías subterráneas como el proceso más importante de cambio de fase, la atención en este apartado se centra en las fases líquida y de vapor y en su mezcla. En vista de que es una sustancia familiar, se empleará el agua para demostrar los principios básicos. Recuerde que en todas las sustancias puras se observa el mismo comportamiento general.

Líquido comprimido y líquido saturado

Considere un dispositivo de cilindro-émbolo que contiene agua líquida a 20 °C y 1 atm de presión (estado 1, figura 2-6). En estas condiciones el agua existe en fase líquida y se denomina **líquido comprimido** o **líquido subenfriado**, lo que significa que *no está a punto de evaporarse*. El calor se transfiere al agua hasta

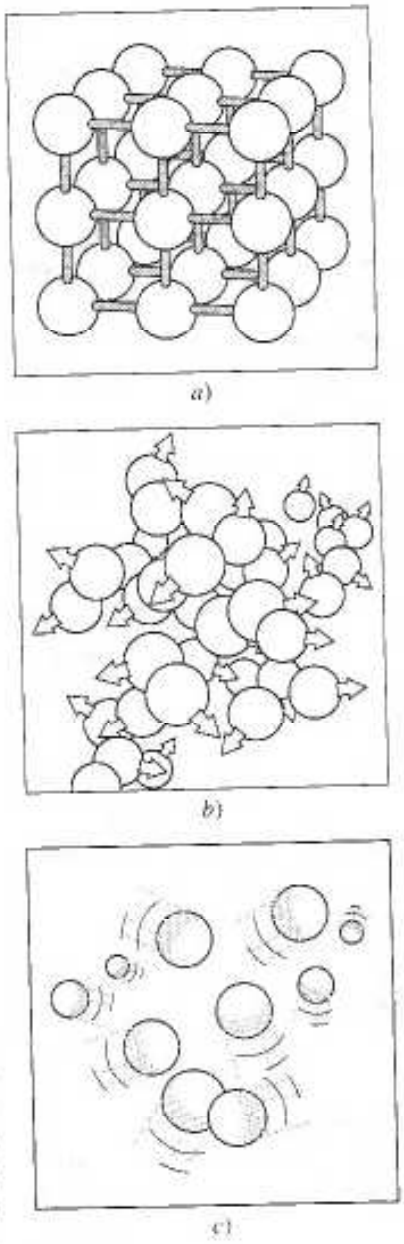


FIGURA 2-5
El arreglo de los átomos en diferentes fases: *a*) las moléculas están en posiciones relativamente fijas en un sólido, *b*) grandes grupos de moléculas flotan unas en torno de otras en la fase líquida y *c*) las moléculas se mueven al azar en la fase gaseosa.



FIGURA 2-6
A 1 atm y 20 °C el agua existe en la fase líquida (*líquido comprimido*).

que su temperatura aumenta a, por ejemplo, 40 °C. A medida que aumente la temperatura, el agua líquida tendrá cierta expansión y, por ello, aumentará su volumen específico. Como respuesta a esta expansión, el émbolo se moverá ligeramente hacia arriba. Durante este proceso la presión en el cilindro permanece constante en 1 atm, ya que depende de la presión barométrica exterior y del peso del émbolo, que son constantes. En este estado el agua sigue siendo un líquido comprimido, puesto que no ha comenzado a evaporarse.

Conforme se transfiera más calor, la temperatura aumentará hasta que alcance 100 °C (estado 2, figura 2-7). En este punto el agua sigue siendo un líquido, pero cualquier adición de calor, no importa cuán pequeña, ocasionará que un poco de líquido se evapore. Está por suceder un proceso de cambio de fase, de



FIGURA 2-7
A una presión de 1 atm y 100 °C el agua existe como un líquido que está listo para evaporarse (*líquido saturado*).

líquido a vapor. Un líquido que está *a punto de evaporarse* recibe el nombre de **líquido saturado**. En consecuencia, el estado 2 corresponde al de un líquido saturado.

Vapor saturado y vapor sobrecalentado

Una vez que empieza la ebullición, el aumento de temperatura se detendrá hasta que el líquido se evapore por completo. La temperatura permanecerá constante durante todo el proceso de cambio de fase, si la presión se mantiene constante. Es posible verificarlo con facilidad colocando un termómetro dentro de agua que hierve sobre un horno. A nivel del mar (P = 1 atm), el termómetro siempre leerá 100 °C, aun si la cacerola está descubierta o cubierta con un tapa ligera. Durante un proceso de evaporación (ebullición), el único cambio observable es un gran aumento en el volumen y una disminución estable en el nivel del líquido, como resultado de una mayor cantidad de líquido convertido en vapor.

Cuando esté a la mitad de la línea de evaporación (estado 3, figura 2-8), el cilindro contendrá cantidades iguales de líquido y vapor. Conforme añada calor, el proceso de evaporación continuará hasta que la última gota de líquido se evapore (estado 4, figura 2-9). En ese punto, el cilindro se llena por completo con vapor que superó la frontera de la fase líquida. En este momento cualquier pérdida de calor sin importar qué tan pequeña sea, provocará que se condense un poco de vapor (cambio de fase de vapor a líquido). Un vapor *a punto de condensarse* recibe el nombre de **vapor saturado**. Por tanto, el estado 4 es un estado de vapor saturado. Una sustancia en estados entre el 2 y el 4 se conoce como una **mezcla saturada de líquido-vapor,** debido a que las *fases líquida y de vapor coexisten en equilibrio* en estos estados.

Una vez que el proceso de cambio de fase termina, se alcanza una región de una sola fase (en este caso de vapor), y una transferencia adicional de calor resultará en un aumento tanto de la temperatura como del volumen específico (figura 2-10). En el estado 5 la temperatura del vapor es, por dar algún valor 300 °C. si transferimos algo de calor del vapor, la temperatura descenderá un poco pero no ocurrirá condensación mientras la temperatura permanezca sobre 100 °C (en P = 1 atm). Un vapor que no está *a punto de condensarse* (es decir, no es vapor saturado) se denomina **vapor sobrecalentado**. Por tanto, el agua en el



FIGURA 2-8
Cuando se transfiere más calor, parte del líquido saturado se evapora (*mezcla saturada de líquido-vapor*).



FIGURA 2-9
A una presión de 1 atm, la temperatura permanece constante a 100 °C, hasta que la última gota de líquido se evapora (*vapor saturado*).



FIGURA 2-10
Cuando se transfiere más calor, la temperatura del vapor empieza a aumentar (*vapor sobrecalentado*).

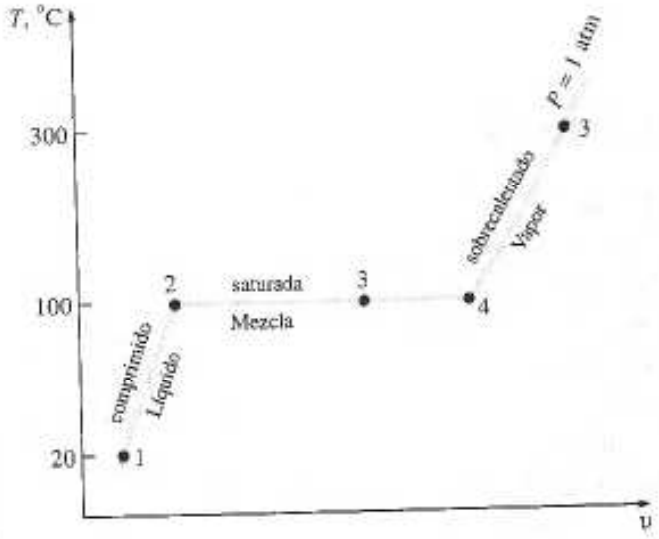


FIGURA 2-11
Diagrama *T-v* para el proceso de calentamiento de agua a presión constante.

estado 5 es un vapor sobrecalentado. El proceso de cambio de fase con presión constante descrito, se ilustra en un diagrama *T-v* en la figura 2-11.

Si todo el proceso anterior se invierte enfriando el agua mientras se mantiene la presión en el mismo valor, el agua retornará al estado 1, por la misma trayectoria, y la cantidad de calor liberada será exactamente igual a la cantidad de calor agregada durante el proceso de calentamiento.

En la vida diaria el agua implica agua líquida, y el vapor, vapor de agua. En termodinámica, tanto el agua como el vapor significan sólo una cosa: H_2O.

Temperatura de saturación y presión de saturación

Es probable que no le sorprenda que el agua comience a "hervir" a 100 °C. En sentido estricto, el enunciado "el agua hierve a 100 °C" es incorrecto. El enunciado correcto es "el agua hierve a 100 °C con 1 atm de presión". La razón por que el agua empezó a hervir a 100 °C fue porque se mantuvo la presión constante a 1 atm (101.35 kPa). Si la presión dentro del cilindro se elevara a 500 kPa,

añadiendo peso sobre la parte superior del émbolo, el agua empezaría a hervir a 151.9 °C. *La temperatura a la cual el agua empieza a hervir depende de la presión; en consecuencia, si se fija la presión, lo mismo sucede con la temperatura de ebullición.*

A una presión dada, la temperatura a la cual una sustancia pura empieza a hervir se llama **temperatura de saturación** T_{sat}. Del mismo modo, a una temperatura determinada, la presión a la cual una sustancia pura empieza a hervir recibe el nombre de **presión de saturación** P_{sat}. A una presión de 101.35 kPa, T_{sat} es 100 °C. En sentido inverso, a una temperatura de 100 °C, P_{sat} es 101.35 kPa.

Durante un proceso de cambio de fase, la presión y la temperatura son propiedades dependientes y con una relación muy clara entre ellas: $T_{sat} = f(P_{sat})$. Una gráfica de T_{sat} vs P_{sat}, como la que se da para el agua en la figura 2-12, recibe el nombre de **curva de saturación de líquido-vapor**, curva característica de todas las sustancias puras.

En la figura 2-12 es obvio que T_{sat} aumenta con P_{sat}. En consecuecia, una sustancia a presiones mayores hervirá a temperaturas más altas. En la cocina las temperaturas de ebullición más altas implican tiempos de cocción más cortos y ahorros de energía. Por ejemplo, un estofado de res puede requerir de una a dos horas para cocinarse en un horno regular que opera a una presión de 1 atm, pero sólo de 20 a 30 minutos en una olla de presión que funciona a una presión absoluta de 2 atm (temperatura de ebullición correspondiente: 120 °C).

La presión atmosférica y, en consecuencia, la temperatura de ebullición del agua disminuyen con la altura. Por tanto, la cocción tarda más a mayores alturas que al nivel del mar (a menos que se use una olla de presión). Por ejemplo, la presión atmosférica estándar a una altura de 2 000 m es 79.50 kPa, a la cual le corresponde una temperatura de ebullición de 93.2 °C que difiere de los 100 °C al nivel del mar (altura cero). La variación de la temperatura de ebullición del agua con la altura en condiciones atmosféricas estándar se presenta en la tabla 2-1. Por cada 1000 m de aumento en la altura, la temperatura de ebullición desciende un poco más de 3 °C. Observe que en un sitio la presión atmósferica

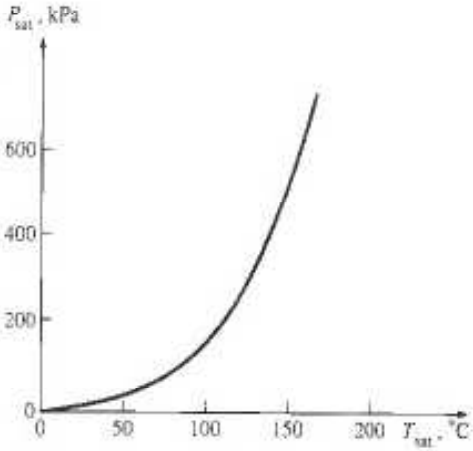


FIGURA 2-12
La curva de saturación líquido-vapor de una sustancia pura (los valores numéricos corresponden al agua).

TABLA 2-1
Variación de la presión atmosférica estándar y de la temperatura de ebullición (saturación) del agua con la altura

Elevación (m)	Presión atmosférica (kPa)	Temperatura de ebullición (°C)
0	101.33	100.0
1 000	89.55	96.3
2 000	79.50	93.2
5 000	54.05	83.0
10 000	26.50	66.2
20 000	5.53	34.5

y la temperatura de ebullición, cambian dependiendo de las condiciones climáticas provocadas por los cambios en el clima. Pero el cambio en la temperatura de ebullición no es mayor a aproximadamente 1°C.

2-4 ■ DIAGRAMAS DE PROPIEDADES PARA PROCESOS DE CAMBIO DE FASE

Las variaciones en las propiedades durante los procesos de cambio de fase se estudian y comprenden mejor con la ayuda de diagramas de propiedades. A continuación se exponen los diagramas T-v, P-v y P-T para sustancias puras.

1 El diagrama T - v

El proceso de cambio de fase del agua a una presión de 1 atm se describió en detalle en la última sección y se graficó en un diagrama T-v en la figura 2-11. Ahora este proceso se repetirá a diferentes presiones para elaborar el diagrama T-v correspondiente al agua.

Al añadir pesos sobre la parte superior del émbolo, hasta que la presión dentro del cilindro alcance 1 MPa, el agua tendrá un volumen específico un poco más pequeño que el que tenía a una presión de 1 atm. A medida que se transfiere calor al agua bajo esta nueva presión, el proceso seguirá una trayectoria muy similar a la del proceso a una presión de 1 atm, como muestra la figura 2-13, aunque hay

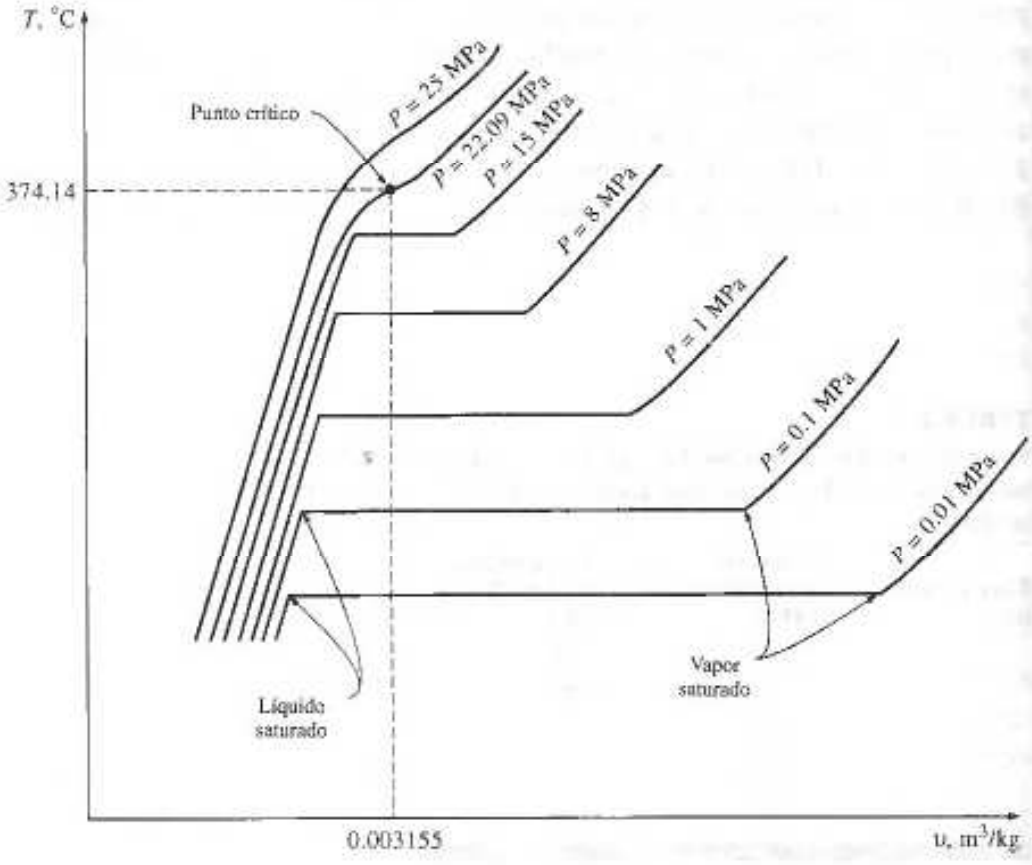


FIGURA 2-13
Diagrama T-v de un proceso de cambio de fase a presión constante de una sustancia pura a diferentes presiones (los valores numéricos son para el agua).

algunas diferencias notables. Primero, a esta presión el agua empezará a hervir a una temperatura mucho más alta (179.9 °C). Segundo, el volumen específico del líquido saturado es más grande y el volumen específico del vapor saturado es más pequeño que los valores correspondientes bajo una presión de 1 atm. Esto es, la línea horizontal que conecta los estados de líquido saturado y de vapor saturado es mucho más corta.

Conforme aumente la presión, esta línea de saturación continuará acortándose, como muestra la figura 2-13, y se convertirá en un punto cuando la presión alcance el valor de 22.09 MPa en el caso del agua. Este punto se llama **punto crítico** y se define como *el punto al cual los estados de líquido saturado y de vapor saturado son idénticos.*

La temperatura, la presión y el volumen específico de una sustancia en el punto crítico se denominan, *temperatura crítica* T_{cr}, *presión crítica* P_{cr} y *volumen específico crítico* v_{cr}. Las propiedades del punto crítico del agua son P_{cr} = 22.09 MPa, T_{cr} = 374.14 °C y v_{cr} = 0.003155 m³/kg. Para el helio estos valores son 0.23 MPa, –267.85 °C y 0.01444 m³/kg. Las propiedades críticas para diferentes sustancias se presentan en la tabla A-1 en el apéndice.

A presiones mayores que la crítica, no habrá un proceso distinto de cambio de fase (figura 2-14). En lugar de eso, el volumen específico de la sustancia aumentará con continuidad y en todo momento sólo habrá una fase presente. Al final asemejará al vapor, pero no se podrá decir cuándo ocurrió el cambio. Arriba del estado crítico no hay una línea que separe la región de líquido comprimido y la de vapor sobrecalentado. Sin embargo, es común denominar a la sustancia como vapor sobrecalentado a temperaturas por encima de la crítica y como líquido comprimido cuando están por abajo de esa misma temperatura.

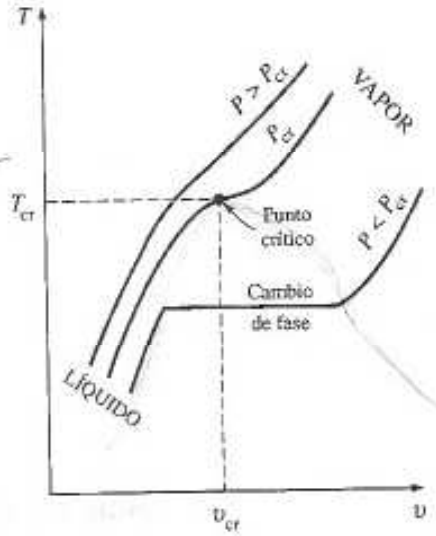


FIGURA 2-14
A presiones supercríticas ($P > P_{cr}$) no hay procesos de cambio de fase (ebullición).

Los estados de líquido saturado en la figura 2-13 pueden conectarse mediante una línea, **línea de líquido saturado**, y los estados de vapor saturado en la misma figura pueden conectarse mediante la **línea de vapor saturado**. Estas dos líneas se alcanzan en el punto crítico, formando un domo como muestra la figura 2-15. Todos los estados líquidos comprimidos se localizan en la región a la izquierda de la línea de líquido saturado, que recibe el nombre de **región de líquido comprimido**. Todos los estados de vapor sobrecalentado se encuentran a la derecha de la línea de vapor saturado, en la **región de vapor sobrecalentado**. En estas dos regiones la sustancia existe en una sola fase, o líquido o vapor. Todos los estados que abarcan ambas fases en equilibrio se localizan bajo el domo, denominado **región de mezcla saturada de líquido-vapor** o **región húmeda**.

2 El diagrama *P-v*

La forma general del diagrama *P-v* de una sustancia pura es similar al diagrama *T-v*, pero las líneas constante de *T* = sobre este diagrama presentan una tendencia hacia abajo, como muestra la figura 2-16.

Considere otra vez un dispositivo de cilindro-émbolo que contiene agua líquida a 1 MPa y 150 °C. En este estado el agua existe como un líquido comprimido. Así, los pesos se eliminan uno por uno de la parte superior del émbolo de

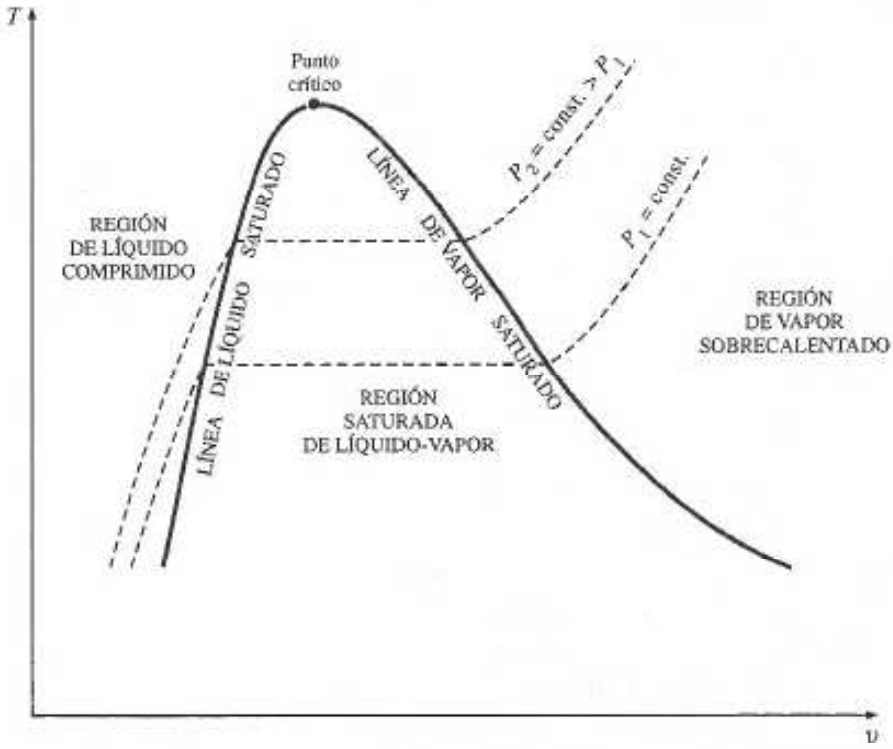


FIGURA 2-15
Diagrama T-v de una sustancia pura.

manera que la presión dentro del cilindro disminuya gradualmente (figura 2-17). Se deja que el agua intercambie calor con los alrededores, por lo que su temperatura permanece constante. Conforme disminuya la presión, aumentará ligeramente el volumen del agua. Cuando se alcance el valor de la presión de

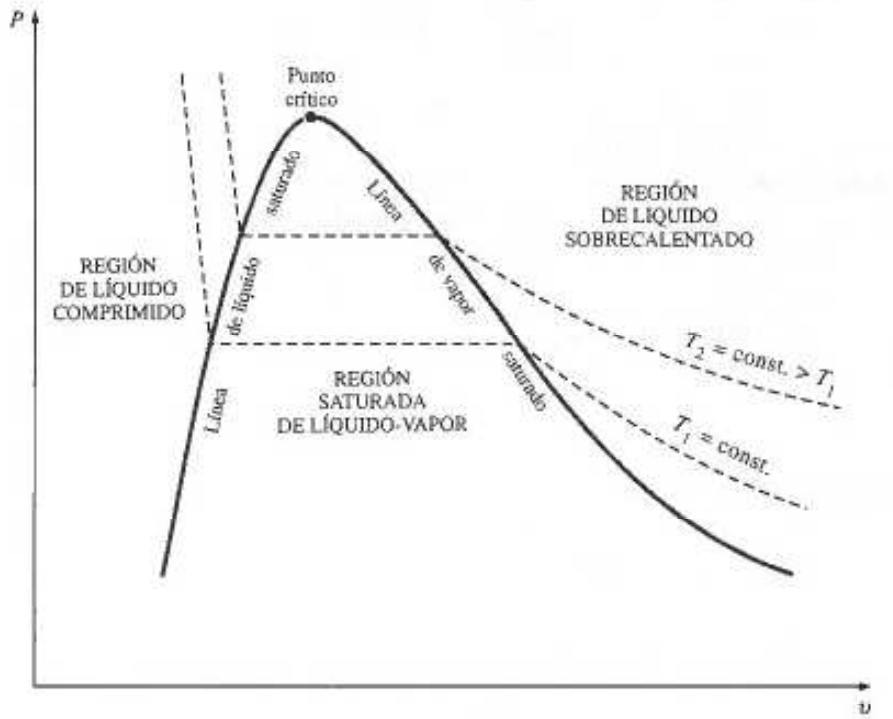


FIGURA 2-16
Diagrama P-v de una sustancia pura.



FIGURA 2-17
La presión de un dispositivo cilindro-émbolo se puede disminuir reduciendo el peso del émbolo.

saturación a la temperatura especificada (0.4758 MPa), el agua comenzará a hervir. Durante este proceso de evaporación, tanto la temperatura como la presión permanecen constantes, pero el volumen específico aumenta. Después de que se evapora la última gota de líquido, una reducción adicional en la presión produce otro aumento en el volumen específico. Durante el proceso de cambio de fase, no es posible eliminar ningún peso. Hacerlo causaría que la presión y, en consecuencia, la temperatura disminuyeran [ya que $T_{sat} = f(P_{sat})$], y el proceso ya no sería isotérmico.

Si el proceso es repetido a otras temperaturas, se obtendrán trayectorias similares para los procesos de cambio de fase. Al conectar mediante una curva los estados de líquido saturado con los de vapor saturado, se obtiene el diagrama P-v de una sustancia pura, como muestra la figura 2-16.

Ampliación de los diagramas para incluir la fase sólida

Los dos diagramas de equilibrio hasta ahora desarrollados representan estados de equilibrio que implican sólo las fases líquida y de vapor. Pero estos diagramas pueden ampliarse para incluir la fase sólida, así como las regiones de sólido-líquido y de sólido-vapor. Los principios básicos expuestos con los procesos de cambio de fase líquido-vapor se aplican del mismo modo a los procesos de cambio de fase de sólido-líquido y de sólido-vapor. La mayoría de las sustancias se contraen durante un proceso de solidificación (por ejemplo el congelamiento). Otras, como el agua, se expanden cuando se congelan. Los diagramas P-v para ambos grupos de sustancias se incluyen en las figuras 2-18 y 2-19. Estos dos diagramas sólo difieren en la región de saturación sólido-líquido. Los diagramas T-v se ven muy similares a los diagramas P-v, en especial para sustancias que se contraen al congelarse.

El que el agua se expanda en el congelamiento tiene consecuencias vitales en la naturaleza. Si el agua se contrajera al congelarse, como lo hacen la mayoría de las demás sustancias, el hielo formado sería más pesado que el agua líquida y se asentaría en el fondo de los ríos, lagos u oceános, en lugar de flotar en la superficie. Los rayos del sol nunca alcanzarían estas capas de hielo y los fondos se cubrirían con hielo casi todo el año, afectando seriamente la vida marina.

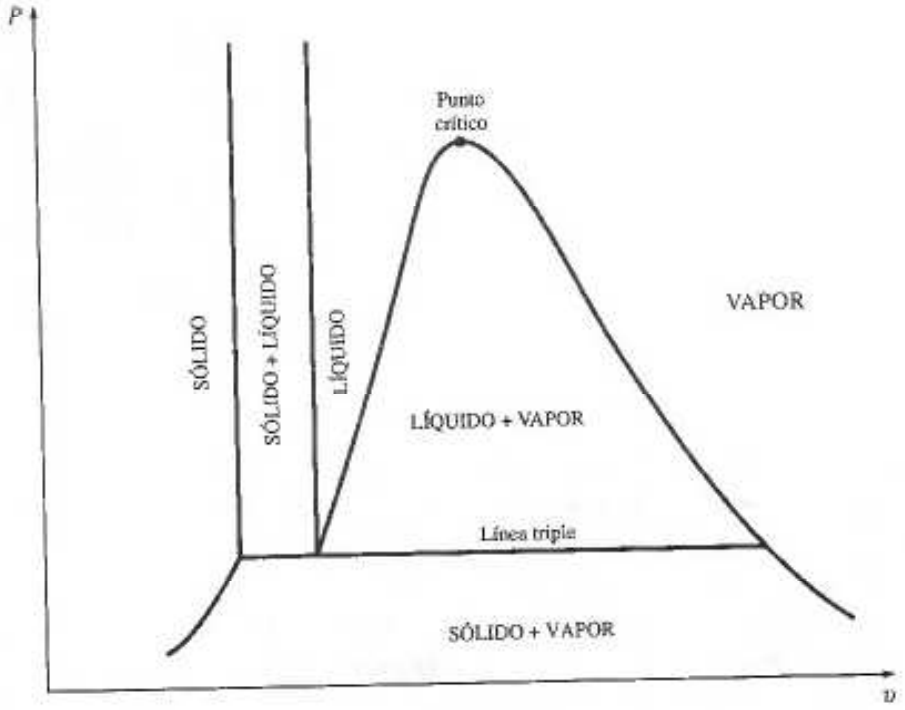


FIGURA 2-18
Diagrama P-v de una sustancia que se contrae al congelarse.

Es común que dos fases estén en equilibrio, pero en algunas condiciones las tres fases de una sustancia pura coexisten en equilibrio (figura 2-20). En los diagramas P-v o T-v, estos estados de fase triple forman la **línea triple**. Los estados de una sustancia sobre la línea triple tienen la misma presión y tempera-

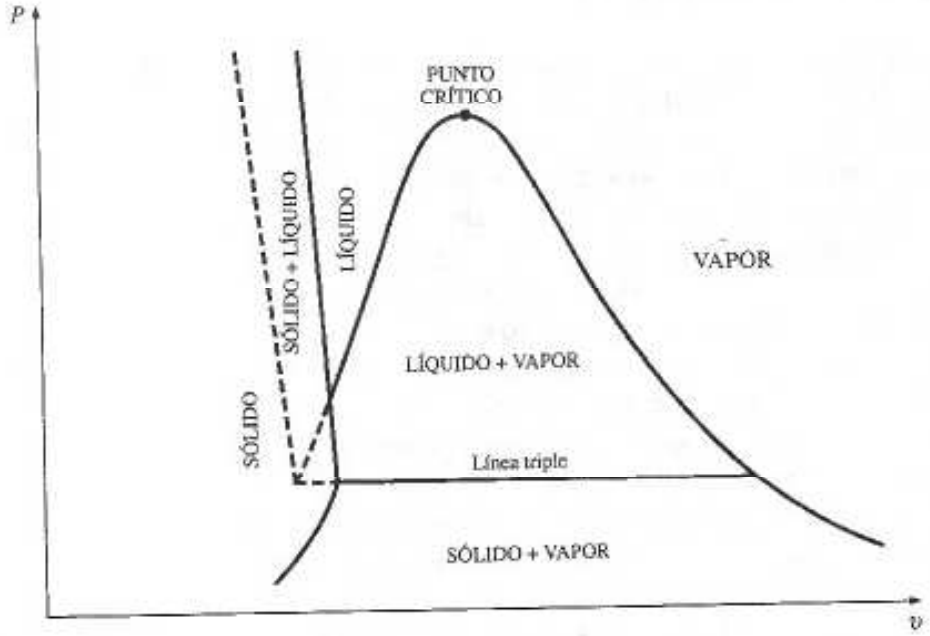


FIGURA 2-19
Diagrama P-v de una sustancia que se expande al congelarse (como el agua).



FIGURA 2-20
A la presión y temperatura del punto triple, una sustancia pura existe en tres fases en equilibrio.

tura, pero diferentes volúmenes específicos. La línea triple aparece como un punto sobre los diagramas *P-T* y, por tanto, suele denominarse **punto triple**. Las temperaturas y presiones del punto triple de diversas sustancias se presentan en la tabla 2-2. Para el agua, los valores de temperatura y presión del punto triple son 0.01 °C y 0.6113 kPa, respectivamente. Las tres fases del agua existirán en equilibrio sólo si la temperatura y la presión tienen estos valores. Ninguna sustancia puede existir en la fase líquida en equilibrio estable a presiones menores que la del punto triple. Lo mismo sucede respecto de la temperatura de sustancias que se contraen al congelarse. Sin embargo, es posible que existan sustancias a elevadas presiones en la fase líquida a temperaturas menores que la del punto triple. Por ejemplo, el agua no puede existir en forma líquida en equilibrio, en condiciones atmosféricas a temperaturas menores que 0 °C, aunque puede existir como un líquido a –20 °C y 200 MPa de presión. Además, el hielo existe en siete diferentes fases sólidas a presiones superiores a 100 MPa.

Hay dos maneras en que una sustancia puede pasar de la fase sólida a la de vapor: primero se funde en un líquido y después se evapora o se evapora directamente sin que primero se funda. El último caso sucede por debajo de la presión del punto triple, ya que una sustancia pura no puede existir en la líquida a esas presiones (figura 2-21). El paso directo de la fase sólida a la fase de vapor se denomina **sublimación**. En sustancias que tienen una presión de punto triple por encima de la presión atmosférica, como el CO_2 sólido (hielo seco), la sublimación es la única manera de cambiar de la fase sólida a la de vapor en condiciones atmosféricas.



FIGURA 2-21
A bajas presiones (menores que el valor del punto triple), los sólidos se evaporan sin que primero se fundan (*sublimación*).

3 El diagrama *P - T*

La figura 2-22 muestra el diagrama *P-T* de una sustancia pura, llamado **diagrama de fase** puesto que las tres fases se separan entre sí mediante tres líneas. La línea de sublimación separa las regiones sólida y de vapor, la línea de vaporización divide las regiones líquida y de vapor, y la línea de fusión (o fundido) separa las regiones sólida y líquida. Estas tres líneas convergen en el punto triple, donde las tres fases coexisten en equilibrio. La línea de vaporización finaliza en el punto crítico porque no se pueden distinguir las fases líquida y de vapor arriba del punto crítico. Las sustancias que se expanden y contraen al congelarse difieren sólo en la línea de fusión en el diagrama *P-T*.

TABLA 2-2
Temperaturas y presiones del punto triple de diferentes sustancias

Sustancia	Fórmula	T_{tp} K	P_{tp} kPa
Acetileno	C_2H_2	192.4	120
Amoniaco	NH_3	195.40	6.076
Argón	A	83.81	68.9
Carbón (grafito)	C	3 900	10 100
Dióxido de carbono	CO_2	216.55	517
Monóxido de carbono	CO	68.10	15.37
Deuterio	D_2	18.63	17.1
Etano	C_2H_6	89.89	8×10^{-4}
Etileno	C_2H_4	104.0	0.12
Helio 4 (punto λ)	He	2.19	5.1
Hidrógeno	H_2	13.84	7.04
Cloruro de hidrógeno	HCl	158.96	13.9
Mercurio	Hg	234.2	16.5×10^{-7}
Metano	CH_4	90.68	11.7
Neón	Ne	24.57	43.2
Óxido nítrico	NO	109.50	21.92
Nitrógeno	N_2	63.18	12.6
Óxido nitroso	N_2O	182.34	87.85
Oxígeno	O_2	54.36	0.152
Paladio	Pd	1 825	3.5×10^{-3}
Platino	Pt	2 045	2.0×10^{-4}
Dióxido de sulfuro	SO_2	197.69	1.67
Titanio	Ti	1 941	5.3×10^{-3}
Hexafloruro de uranio	UF_6	337.17	151.7
Agua	H_2O	273.16	0.61
Xenón	Xe	161.3	81.5
Zinc	Zn	692.65	0.065

Fuente: Datos del National Bureau Standards (E.U.) Circ., 500 (1952).

2-5 ■ LA SUPERFICIE P-v-T

En el capítulo 1 se indicó que el estado de una sustancia compresible simple es determinado mediante dos propiedades intensivas independientes. Una vez que se han fijado las dos propiedades, todas las demás se vuelven dependientes. Recuerde que cualquier ecuación con dos variables independientes en la forma $z = z(x, y)$ representa una superficie en el espacio, por tanto, es posible representar el comportamiento P-v-T de una sustancia como una superficie en el espacio, como muestran las figuras 2-23 y 2-24. Aquí T y v son las variables independientes (la base) y P la variable dependiente (la altura).

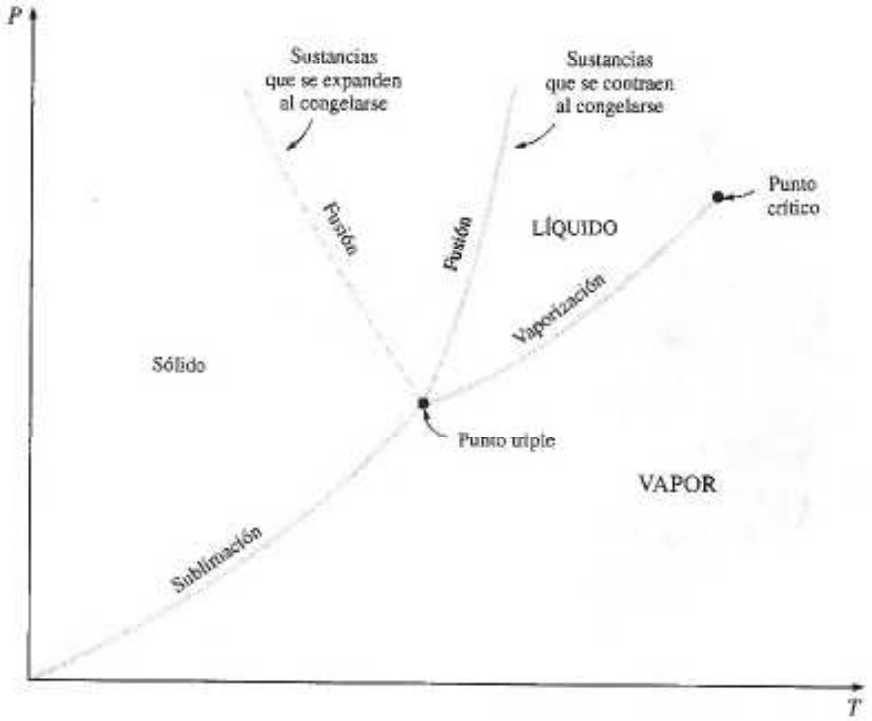


FIGURA 2-22
Diagrama *P-T* de sustancias puras.

Todos los puntos sobre la superficie representan estados de equilibrio. La totalidad de los estados a lo largo de la trayectoria de un proceso de cuasiequilibrio yacen sobre la superficie *P-v-T*, puesto que tal proceso debe pasar por estados de equilibrio. Las regiones de una fase aparecen como superficies curvas sobre la superficie *P-v-T*, y las regiones de dos fases como superficies perpendiculares al plano *P-T*. Era de esperarse puesto que las proyecciones de las regiones de dos fases sobre el plano *P-T* son líneas.

La totalidad de los diagramas bidimensionales expuestos hasta ahora, sólo son proyecciones de esta superficie tridimensional sobre los planos apropiados. Un diagrama *P-v* es justo una proyección de la superficie *P-v-T* sobre el plano *P-v*, y el diagrama *T-v* no es más que una ojeada a esta superficie. La superficie *P-v-T* presenta de inmediato una gran cantidad de información, pero en un análisis termodinámico es más conveniente trabajar con diagramas bidimensionales, como los *P-v* y *T-v*.

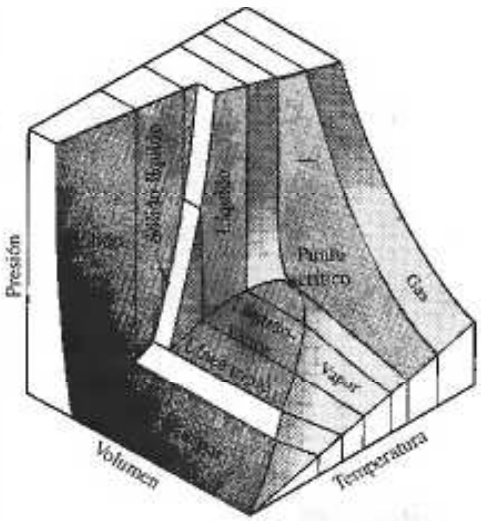


FIGURA 2-23
Superficie *P-v-T* de una sustancia que se *contrae* al congelarse.

2-6 ■ TABLAS DE PROPIEDADES

Para la mayoría de las sustancias las relaciones entre las propiedades termodinámicas son demasiado complejas, como para expresarse por medio de ecuaciones simples. Por tanto, las propiedades se presentan en la forma de tablas. Algunas propiedades termodinámicas pueden medirse con facilidad pero con otras no es posible hacerlo de manera directa y se calculan mediante las relaciones que las vinculan con propiedades medibles. Los resultados de estas mediciones y los cálculos se presentan en tablas con un formato conveniente. En el siguiente análisis, se utilizarán tablas de vapor, para mostrar el uso de

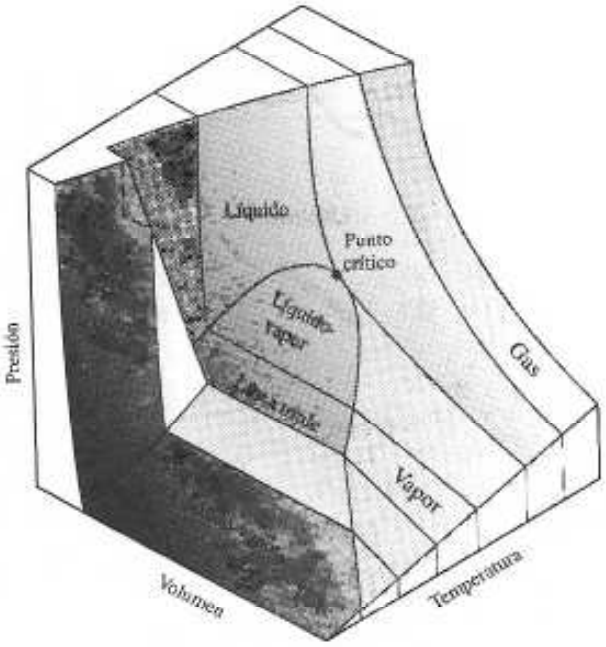


FIGURA 2-24
Superficie P-v-T de una sustancia que se *expande* al congelarse (como el agua).

tablas con propiedades termodinámicas. Las tablas de propiedades de otras sustancias se utilizan de la misma manera.

Para cada sustancia, las propiedades termodinámicas se listan en más de una tabla. De hecho, se prepara una tabla separada para cada región de interés, como las de vapor sobrecalentado, líquido comprimido y saturada (mezcla). Las tablas de propiedades se presentan en el apéndice, tanto en unidades del SI como inglesas. Las que usan unidades inglesas tienen el mismo número que las correspondientes en el SI, seguidas por un identificador E. Las tablas A-6 y A-6E, por ejemplo, listan las propiedades del vapor de agua sobrecalentado, la primera en unidades del SI y la segunda en unidades inglesas. Antes de iniciar la exposición de las tablas de propiedades, es conveniente definir una nueva propiedad llamada *entalpía*.

Entalpía—una combinación de propiedades

Quien observe las tablas con cuidado notará dos nuevas propiedades: la entalpía h y la entropía s. La entropía es una propiedad asociada con la segunda ley de la termodinámica y no se usará hasta definirla formalmente en el capítulo 6. Pero sí es conveniente introducir la entalpía en este punto.

En el análisis de cierto tipo de procesos, en particular la generación de potencia y la refrigeración (figura 2-25), a menudo se encuentra la combinación de propiedades $U + PV$. Por simplicidad y conveniencia, esta combinación se define como una nueva propiedad, la **entalpía**, y se representa mediante el símbolo H:

$$H = U + PV \quad \text{(kJ)} \tag{2-1}$$



FIGURA 2-25
La combinación $u + Pv$ con frecuencia se encuentra en el análisis de volúmenes de control.

a por unidad de masa,

$$h = u + Pv \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{2-2}$$

Tanto la entalpía total, H, como la entalpía específica, h, se indican simplemente como entalpía, el contexto aclarará de cuál se habla. Observe que las ecuaciones anteriores son dimensionalmente homogéneas; la unidad del producto presión-volumen puede diferir de la unidad de la energía interna por un solo factor (figura 2-26). Por ejemplo, es fácil mostrar que 1 kPa × m³ = 1 kJ. En algunas tablas la energía interna u casi no se lista, pero siempre puede determinarse de $u = h - Pv$.

El uso difundido de la propiedad entalpía se debe al profesor Richard Mollier, quien descubrió la importancia del grupo $u + Pv$ en el análisis de turbinas de vapor y en la representación de las propiedades del vapor en forma tabular y gráfica (como en el famoso diagrama de Mollier). Mollier se refirió al grupo $u + Pv$ como los *contenidos de calor* y el *calor total*. Estos términos no eran muy consistentes con la terminología de la termodinámica moderna y se sustituyeron en los años treinta por el término *entalpía* (de la palabra griega *enthalpien* que significa *calentar*).

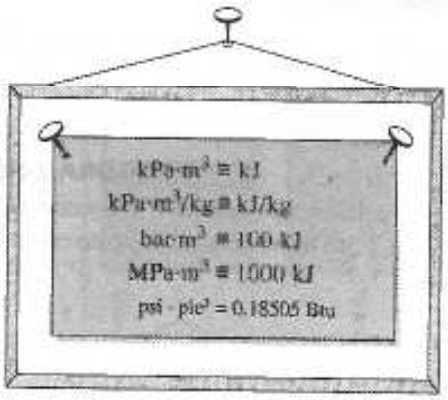


FIGURA 2-26
El producto *presión* × *volumen* tiene unidades de energía.

2a Estados de líquido saturado y de vapor saturado

Las propiedades de líquido saturado y vapor saturado correspondientes al agua se listan en las tablas A-4 y A-5. Ambas proporcionan la misma información. La única diferencia es que en la tabla A-4 las propiedades se presentan bajo la temperatura y en la tabla A-5 bajo la presión. En consecuencia, es más conveniente utilizar la tabla A-4 cuando se tiene la *temperatura* y la tabla A-5 en el caso de que se dé la *presión*. El uso de la tabla A-4 se muestra en la figura 2-27.

El subíndice f se emplea para denotar propiedades de un líquido saturado y el subíndice g, para las propiedades de vapor saturado. Estos símbolos se emplean en termodinámica y provienen de la lengua alemana. Otro subíndice utilizado es fg, el cual denota la diferencia entre los valores de vapor saturado y líquido saturado de la misma propiedad (figura 2-28). Por ejemplo,

v_f = volumen específico del líquido saturado
v_g = volumen específico del vapor saturado
v_{fg} = diferencia entre v_g y v_f (esto es, $v_{fg} = v_g - v_f$)

La cantidad h_{fg} se llama **entalpía de vaporización** (o calor latente de vaporización), y representa la cantidad de energía necesaria para evaporar una masa unitaria de líquido saturado a una temperatura o presión determinada. Disminuye cuando aumenta la temperatura o la presión y se vuelve cero en el punto crítico.

Presión de temperatura saturada		Volumen específico m³/kg	
°C	kPa	Líquido saturado	Vapor saturado
T	P_{sat}	v_f	v_g
85	57.83	0.001 033	2.828
90	70.14	0.001 036	2.361
95	84.55	0.001 040	1.982

Temperatura específica
Presión de saturación correspondiente
Volumen específico de líquido saturado
Volumen específico de vapor saturado

FIGURA 2-27
Una lista parcial de la tabla A-4.

EJEMPLO 2-1

Un tanque rígido contiene 50 kg de agua líquida saturada a 90 °C. Determine la presión en el tanque y el volumen de éste

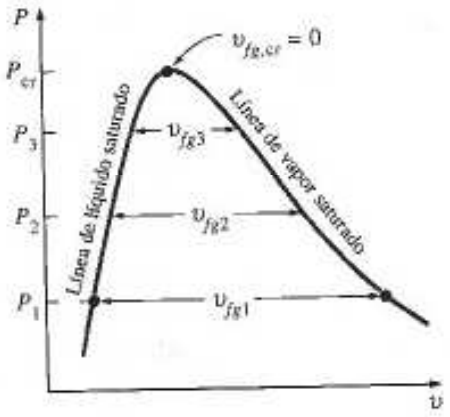


FIGURA 2-28
v_{fg} disminuye cuando P o T aumentan y se vuelve cero en el punto crítico.

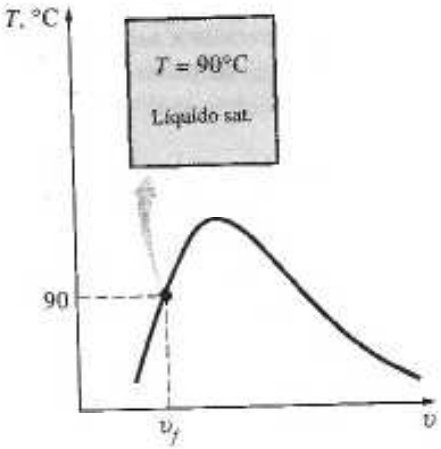


FIGURA 2-29
Dibujo y diagrama T-v para el ejemplo 2-1.

Solución El estado del agua líquida saturada se muestra en un diagrama T-v en la figura 2-29. Puesto que en el tanque existen las condiciones de saturación, la presión debe ser la de saturación a 90 °C:

$$P = P_{sat\ @\ 90°C} = 70.14\ \text{kPa} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

El volumen específico del líquido saturado a 90 °C es

$$v = v_{f\ @\ 90°C} = 0.001036\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

Entonces el volumen total del tanque se determina de

$$V = mv = (50\ \text{kg})(0.001036\ \text{m}^3/\text{kg}) = 0.0518\ \text{m}^3$$

EJEMPLO 2-2

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 2 pies^3 de vapor de agua saturado a 50 psia de presión. Determine la temperatura del vapor y la masa del vapor dentro del cilindro.

Solución El estado del vapor de agua saturado se muestra sobre un diagrama P-v en la figura 2-30. Puesto que el cilindro contiene vapor saturado a 50 psia, la temperatura interior debe ser la de saturación a esta presión:

$$T = T_{sat\ @\ 50\ psia} = 281.03°\text{F} \qquad \text{(Tabla A-5E)}$$

El volumen específico del vapor saturado a 50 psia es

$$v = v_{g\ @\ 50\ psia} = 8.518\ \text{ft}^3/\text{lbm} \qquad \text{(Tabla A-5E)}$$

En consecuencia la masa del vapor de agua dentro del cilindro

$$m = \frac{V}{v} = \frac{2\ \text{ft}^3}{8.518\ \text{ft}^3/\text{lbm}} = 0.235\ \text{lbm}$$

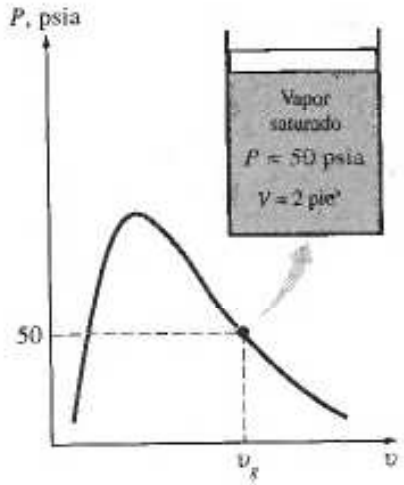


FIGURA 2-30
Dibujo y diagrama P-v para el ejemplo 2-2.

EJEMPLO 2-3

Una masa de 200 g de agua líquida saturada se evapora completamente a una presión constante de 100 kPa. Determine *a)* el cambio en el volumen y *b)* la cantidad de energía añadida al agua.

Solución *a)* El proceso descrito se ilustra en un diagrama *P-v* en la figura 2-31. El cambio de volumen por unidad de masa durante un proceso de evaporación es v_{fg}, el cual es la diferencia entre v_g y v_f. La lectura de estos valores en la tabla A-5 a 100 kPa y la sustitución producen

$$v_{fg} = v_g - v_f = (1.6940 - 0.001043)\,\text{m}^3/\text{kg} = 1.6930\,\text{m}^3/\text{kg}$$

$$\Delta V = mv_{fg} = (0.2\,\text{kg})(1.6930\,\text{m}^3/\text{kg}) = 0.3386\,\text{m}^3$$

Observe que se consideraron los primeros cuatro dígitos decimales de v_f y se descartó el resto. Debido a que v_g tiene números significativos sólo hasta los primeros cuatro lugares decimales, y se desconocen los números de los demás lugares decimales. Tomar v_f como es significaría que estamos suponiendo $v_g = 1.694000$, lo cual no es necesariamente el caso. Podría estar muy bien que $v_g = 1.694038$, ya que este número, además, se truncaría en 1.6940. Todos los dígitos del resultado (1.6930) son significativos. Pero al usar v_f tal como es, se obtendría $v_{fg} = 1.692957$, el cual implica falsamente que el resultado es exacto hasta el sexto lugar decimal.

b) La cantidad de energía necesaria para evaporar la masa unitaria de una sustancia a una presión determinada es la entalpía de vaporización a esa presión que equivale, a 100 kPa, a $h_{fg} = 2258.0$ kJ/kg. De modo que la cantidad de energía añadida es

$$mh_{fg} = (0.2\,\text{kg})(2258\,\text{kJ/kg}) = 451.6\,\text{kJ}$$

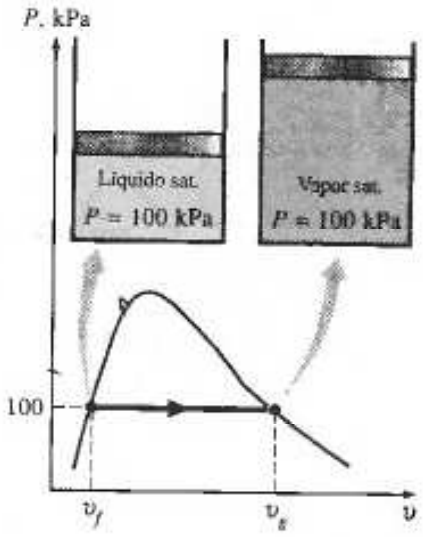


FIGURA 2-31
Dibujo y diagrama *P-v* para el ejemplo 2-3.

1b Mezcla saturada de líquido-vapor

Durante un proceso de evaporación, una sustancia existe como parte líquida y como parte vapor. Esto es, es una mezcla de líquido y vapor saturados (figura 2-32). Para analizar esta mezcla de manera apropiada, es necesario conocer las proporciones de las fases líquida y de vapor en la mezcla. Esto se obtiene al definir una nueva propiedad llamada la **calidad** x como la razón entre la masa de vapor y la masa total de la mezcla

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{total}}} \tag{2-3}$$

donde

$$m_{\text{total}} = m_{\text{líquido}} + m_{\text{vapor}} = m_f + m_g$$

La calidad tiene importancia sólo para *mezclas saturadas*. No tiene significado en las regiones de líquido comprimido o vapor sobrecalentado. Su valor se encuentra siempre entre 0 y 1 (figura 2-33). La calidad de un sistema compuesto por *líquido saturado* es 0 (o 0 por ciento) y la calidad de un sistema compuesto por *vapor saturado* es 1 (o 100 por ciento). En mezclas saturadas, la calidad puede servir como una de las dos propiedades intensivas independientes necesarias para describir un estado. Advierta que *las propiedades del líquido saturado son las mismas siempre que él exista solo o en una mezcla con vapor saturado.* Durante el proceso de vaporización sólo cambia la cantidad de líquido saturado, no sus propiedades. Lo mismo sucede con el vapor saturado.

Una mezcla saturada puede tratarse como una combinación de dos subsistemas: el líquido saturado y el vapor saturado. Sin embargo, la cantidad

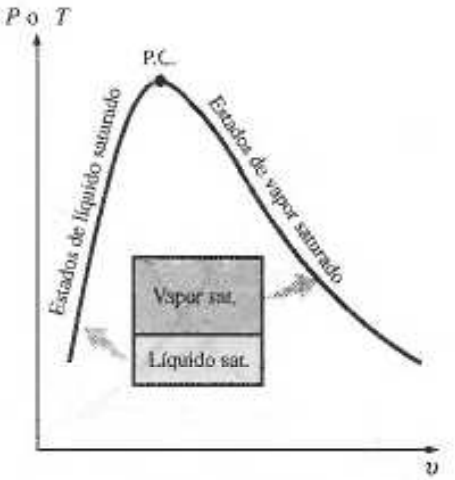


FIGURA 2-32
Las cantidades de las fases líquida y de vapor en una mezcla saturada se especifican mediante la *calidad x*.

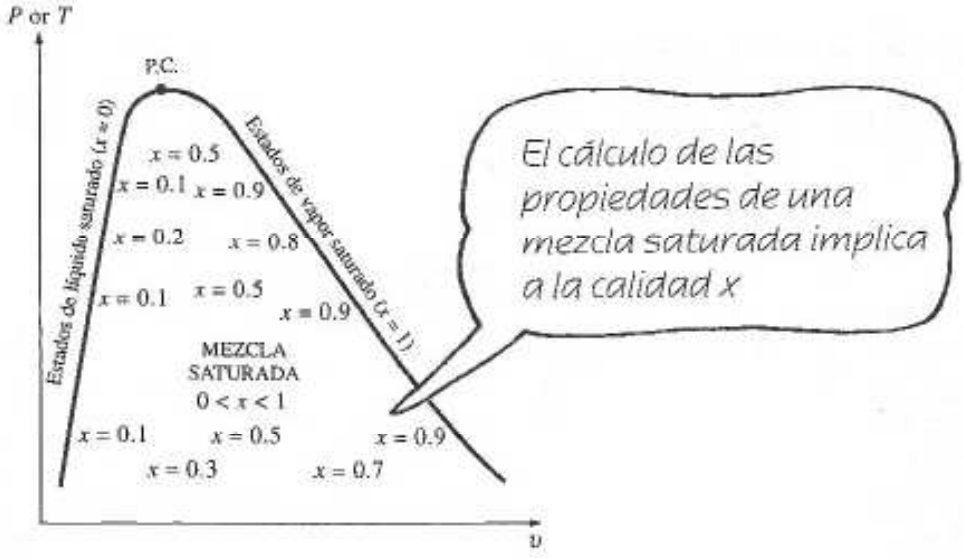


FIGURA 2-33
La calidad puede tener valores entre 0 y 1 y tiene significado sólo en estados por abajo de la curva de saturación.

de masa en cada fase suele desconocerse. En consecuencia, es conveniente imaginar que las dos fases están muy bien mezcladas y forman una apariencia homogénea (figura 2-34). En ese caso las propiedades de esta "mezcla" serán las propiedades promedio de la mezcla saturada de líquido-vapor considerada. Esto se ejemplifica a continuación:

Considere un tanque que contiene una mezcla saturada de líquido - vapor. El volumen ocupado por el líquido saturado es V_f y el volumen que tiene el vapor saturado es V_g. El volumen total, V, es la suma de ambos:

$$V = V_f + V_g$$

$$V = mv \longrightarrow m_t v_{av} = m_f v_f + m_g v_g$$

$$m_f = m_t - m_g \longrightarrow m_t v_{av} = (m_t - m_g)v_f + m_g v_g$$

Al dividir entre m_t obtiene

$$v_{av} = (1 - x)v_f + xv_g$$

puesto que $x = m_g/m_t$. Esta relación también puede expresarse como

$$v_{av} = v_f + xv_{fg} \qquad (\text{m}^3/\text{kg}) \tag{2-4}$$

donde $v_{fg} = v_g - v_f$. Al despejar la calidad, obtiene

$$x = \frac{v_{av} - v_f}{v_{fg}} \tag{2-5}$$

Con base en esta ecuación, la calidad se relaciona con las distancias horizontales en un diagrama P-v o T-v (figura 2-35). A una temperatura o presión determinada, el numerador de la ecuación 2-5 es la distancia entre el estado real y el estado líquido saturado, y el denominador es la longitud de la línea horizontal completa que conecta los estados del líquido y vapor saturados. Un estado de 50 por ciento de calidad se ubicará en el punto medio de esta línea horizontal.

El análisis que acaba de exponerse también es válido para la energía interna y la entalpía con los siguientes resultados:

$$u_{av} = u_f + xu_{fg} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2-6}$$

$$h_{av} = h_f + xh_{fg} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2-7}$$

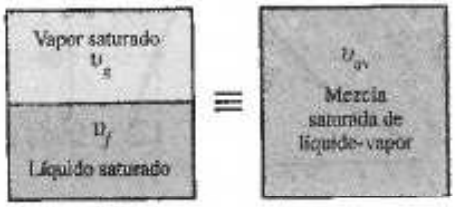


FIGURA 2-34
Para fines de cálculo, un sistema de dos fases puede tratarse como una mezcla homogénea.

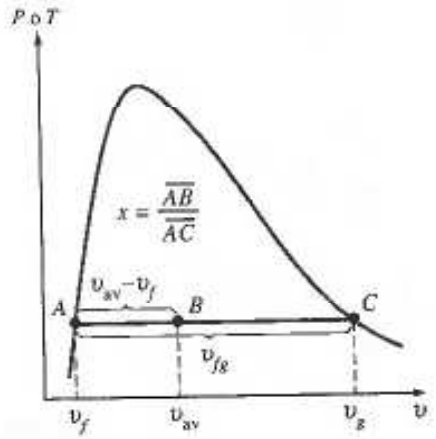


FIGURA 2-35
La calidad se relaciona con las distancias horizontales en los diagramas P-v y T-v.

Todos los resultados tienen el mismo formato y se resumen en una sola ecuación:

$$y_{av} = y_f + xy_{fg} \tag{2-8}$$

donde y es v, u o h. El subíndice "pro" (por "promedio") suele eliminarse por simplicidad. Los valores de las propiedades promedio de las mezclas siempre están *entre* los valores de las propiedades del líquido y vapor saturados (figura 2-36). Esto es,

$$y_f \leq y_{av} \leq y_g$$

Por último, todos los estados de mezcla saturados se localizan bajo la curva de saturación, y para analizar mezclas saturadas todo lo que necesitamos son datos del líquido saturado o de vapor saturado (tablas A-4 y A-5 en el caso del agua).

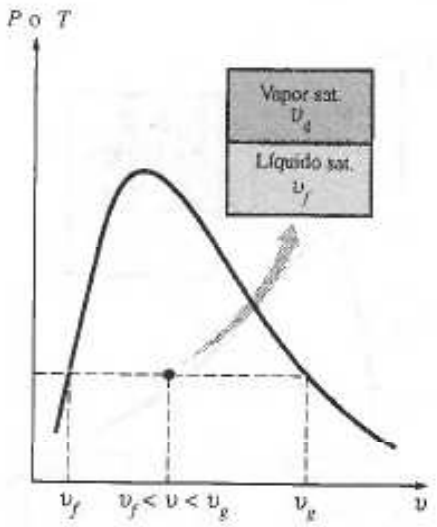


FIGURA 2-36
El valor v de una mezcla saturada de líquido-vapor se ubica entre los valores v_f y v_g a la T o P especificada.

EJEMPLO 2-4

Un tanque rígido contiene 10 kg de agua a 90 °C. Si 8 kg del agua están en la forma líquida y el resto en vapor, determine *a)* la presión en el tanque y *b)* el volumen del tanque.

Solución *a)* El estado de la mezcla saturada de líquido-vapor se muestra en la figura 2-37. Puesto que las dos fases coexisten en equilibrio, hay una muestra saturada y la presión debe ser la de saturación a la temperatura dada:

$$P = P_{\text{sat @ 90°C}} = 70.14 \text{ kPa} \quad \text{(Tabla A-4)}$$

b) A 90 °C, los valores de v_f y v_g son $v_f = 0.001036$ m³/kg y $v_g = 2.361$ m³/kg (tabla A-4).

Una forma de encontrar el volumen del tanque es determinar el volumen ocupado por cada fase y luego sumar los resultados:

$$\begin{aligned} V &= V_f + V_g = m_f v_f + m_g v_g \\ &= (8 \text{ kg})(0.001 \text{ m}^3/\text{kg}) + (2 \text{ kg})(2.361 \text{ m}^3/\text{kg}) \\ &= 4.73 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

O determinar primero la calidad x, luego el volumen específico promedio v y, por último, el volumen total:

$$\begin{aligned} x &= \frac{m_g}{m_t} = \frac{2 \text{ kg}}{10 \text{ kg}} = 0.2 \\ v &= v_f + x v_{fg} \\ &= 0.001 \text{ m}^3/\text{kg} + (0.2)[(2.361 \quad 0.001) \text{ m}^3/\text{kg}] \\ &= 0.473 \text{ m}^3/\text{kg} \\ V &= mv = (10 \text{ kg})(0.473 \text{ m}^3/\text{kg}) = 4.73 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

El primer método parece ser el más sencillo para este caso, en virtud de que se proporcionan las masas de cada fase. Pero en la mayoría de los casos, no se tienen las masas de cada fase y el segundo método es más conveniente.

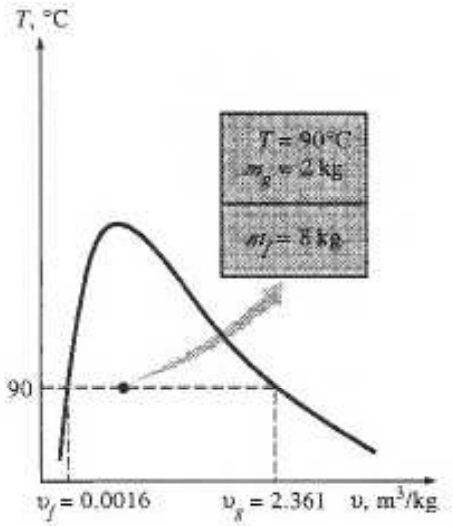


FIGURA 2-37
Dibujo y diagrama T-v para el ejemplo 2-4.

EJEMPLO 2-5

Un recipiente de 80 L contiene 4 kg de refrigerante 12 a una presión de 160 kPa. Determine *a)* la temperatura del refrigerante, *b)* la calidad, *c)* la entalpía del refrigerante y *d)* el volumen ocupado por la fase de vapor.

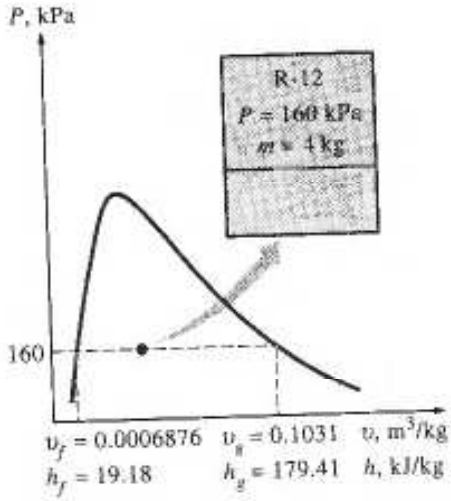


FIGURA 2-38
Dibujo y diagrama *P-v* para el ejemplo 2-5.

Solución *a*) El estado de la mezcla saturada de líquido-vapor se muestra en la figura 2-38. En este punto se desconoce si el refrigerante está en la región de líquido comprimido, de vapor sobrecalentado o de mezcla saturada. La región puede determinarse al comparar una propiedad adecuada con los datos del líquido saturado y del vapor saturado. Por la información obtenida, se determina el volumen específico:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{0.080\ \text{m}^3}{4\ \text{kg}} = 0.02\ \text{m}^3/\text{kg}$$

A 160 kPa,

$$v_f = 0.0006876\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(tabla A-12)}$$
$$v_g = 0.1031\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Es obvio que $v_f < v < v_g$ y, en consecuencia, el refrigerante está en la región de mezcla saturada. De modo que la temperatura debe ser la de saturación a la presión especificada:

$$T = T_{\text{sat @ 160 kPa}} = -18.49°\text{C}$$

b) La calidad se determina a partir de la ecuación 2-5:

$$x = \frac{v - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.02 - 0.0007}{0.1031 - 0.0007} = 0.188$$

c) A 160 kPa, se lee en de la tabla A-12 que $h_f = 19.18$ kJ/kg y $h_{fg} = 160.23$ kJ/kg. De la ecuación 2-7, la entalpía es

$$h = h_f + xh_{fg}$$
$$= 19.18\ \text{kJ/kg} + (0.188)(160.23\ \text{kJ/kg})$$
$$= 49.3\ \text{kJ/kg}$$

d) La masa del vapor se determina de la ecuación 2-3:

$$m_g = xm_t = (0.188)(4\ \text{kg}) = 0.752\ \text{kg}$$

y el volumen ocupado por la fase de vapor es

$$V_g = m_g v_g = (0.752\ \text{kg})(0.1031\ \text{m}^3/\text{kg}) = 0.0775\ \text{m}^3\ (\text{o}\ 77.5\ \text{L})$$

El resto del volumen (2.5 L) es ocupado por el líquido.

También es posible obtener tablas de propiedades para mezclas saturadas de sólido-vapor. Las propiedades de mezclas saturadas de hielo-vapor de agua, por ejemplo, se listan en la tabla A-8. Las mezclas saturadas de sólido-vapor pueden manejarse igual que las mezclas saturadas de líquido-vapor.

2 Vapor sobrecalentado

En la región derecha de la línea de vapor saturado existe una sustancia como vapor sobrecalentado. Puesto que la región sobrecalentada es de una sola fase (sólo la fase de vapor), la temperatura y la presión ya no son propiedades dependientes y pueden usarse convenientemente como dos propiedades independien-

tes en las tablas. El formato de las tablas de vapor sobrecalentado se ilustra en la figura 2-39.

En estas tablas, las propiedades se listan contra la temperatura para presiones elegidas que empiezan con los datos de vapor saturado. La temperatura de saturación se da entre paréntesis después del valor de presión.

El vapor sobrecalentado se caracteriza mediante (véanse las figuras 2-15 y 2-16)

Presiones más bajas ($P < P_{sat}$ a una T dada)

Temperaturas más altas ($T > T_{sat}$ a una P dada)

Volúmenes específicos más altos ($v > v_g$ a una P o T dadas)

Energías internas más altas ($u > u_g$ a una P o T dadas)

Entalpías más altas ($h > h_g$ a una P o T dadas)

T, °C	v, m³/kg	u, kJ/kg	h, kJ/kg
	P = 0.1 MPa (99.63°C)		
Sat.	1.6940	2506.1	2675.5
100	1.6958	2506.7	2676.2
150	1.9364	2582.8	2776.4
⋮	⋮	⋮	⋮
1300	7.260	4683.5	5409.5
	P = 0.5 MPa (151.86°C)		
Sat.	0.3749	2561.2	2748.7
200	0.4249	2642.9	2855.4
250	0.4744	2723.5	2960.7

FIGURA 2-39
Una lista parcial de la tabla A-6.

EJEMPLO 2-6

Determine la energía interna del agua a 20 psia y 400 °F.

Solución A 20 psia la temperatura de saturación es 227.96 °F. Puesto que $T > T_{sat}$, el agua está en la región de vapor sobrecalentado. En ese caso se determina por la tabla de vapor sobrecalentado (tabla A-6E) que la energía interna será

$$u = 1145.1 \text{ Btu/lbm}$$

a una temperatura y presión dadas.

EJEMPLO 2-7

Determine la temperatura del agua en un estado de P = 0.5 MPa y h = 2 890 kJ/kg.

Solución A 0.5 MPa, la entalpía del vapor de agua saturado es h_g = 2 748.7 kJ/kg. Puesto que $h > h_g$, como muestra la figura 2-40, se obtiene, también en este caso vapor sobrecalentado. Bajo 0.5 MPa en la tabla A-6 se lee

T, °C	h, kJ/kg
200	2855.4
250	2960.7

Es evidente que la temperatura se encuentra entre 200 y 250 °C. Por medio de interpolación lineal se determina que su valor será

$$T = 216.4°C$$

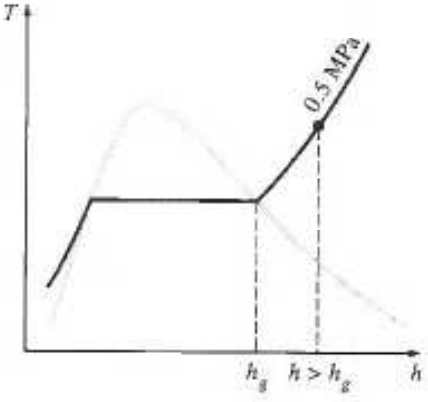


FIGURA 2-40
A una P especificada, el vapor sobrecalentado existe a una h mayor que el vapor saturado (ejemplo 2-7).

3 Líquido comprimido

En la literatura no existen muchos datos para líquido comprimido y la tabla A-7 es la única de líquido comprimido en este texto. El formato de dicha tabla es muy similar al de las tablas de vapor sobrecalentado. Una razón de la falta

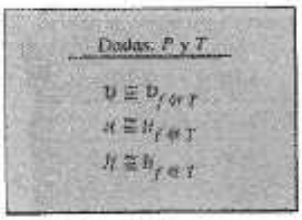


FIGURA 2-41
Un líquido comprimido puede aproximarse a un líquido saturado a la misma temperatura.

de datos de líquido comprimido es que sus propiedades son independientes de la presión. La variación de las propiedades de líquido comprimido debido a la presión es muy ligera. Aumentar 100 veces la presión ocasiona que las propiedades cambien menos de 1 por ciento. La propiedad más afectada por la presión es la entalpía.

Ante la falta de datos de líquido comprimido, una aproximación general es *tratar al líquido comprimido como un líquido saturado a la temperatura dada* (figura 2-41). Debido a que las propiedades del líquido comprimido tienen mayor dependencia de la temperatura que de la presión.

$$y \cong y_{f@T}$$

para líquidos comprimidos donde y es v, u o h. De estas tres, la propiedad cuyo valor es más sensible a las variaciones en la presión es la entalpía h. A pesar de que la aproximación anterior produce un error despreciable en v y u, el error en h puede alcanzar niveles indeseables. Sin embargo, el error en h a presiones muy altas puede reducirse significativamente evaluándola de (véase la sección 3-9)

$$h \cong h_{f@T} + v_f(P - P_{sat})$$

en vez de tomarla igual a h_f. En este caso P_{sat} es la presión de saturación a la temperatura dada.

En general, un líquido comprimido está caracterizado por

Presiones más altas ($P > P_{sat}$ a una T dada)

Presiones más bajas ($T < T_{sat}$ a una P dada)

Volúmenes específicos más bajos ($v < v_f$ a una P o T dadas)

Energías internas más bajas ($u < u_f$ a una P o T dadas)

Entalpías más bajas ($h < h_f$ a una P o T dadas)

Pero estos efectos no son tan pronunciados como en el caso del vapor sobrecalentado.

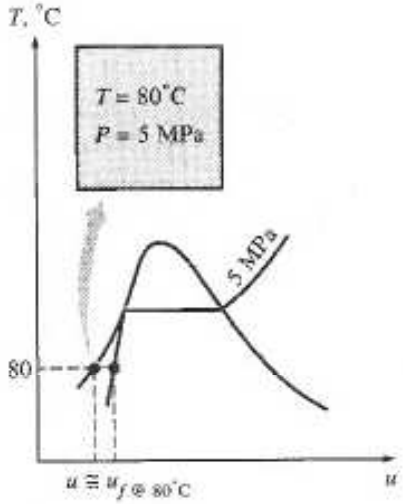


FIGURA 2-42
Dibujo y diagrama T-v para el ejemplo 2-8.

EJEMPLO 2-8

Determine la energía interna de agua líquida comprimida a 80 °C y 5 MPa, usando *a*) datos de la tabla de líquido comprimido y *b*) datos de líquido saturado. ¿Cuál es el error en el segundo caso?

Solución A 80 °C la presión de saturación del agua es 47.39 kPa, y como 5 MPa > P_{sat}, es evidente que tenemos líquido comprimido como se muestra en la figura 2-42.

a) De la tabla de líquido comprimido (tabla A-7)

$$\left.\begin{matrix} P = 5\ \text{MPa} \\ T = 80°\text{C} \end{matrix}\right\} \quad u = 333.72\ \text{kJ/kg}$$

b) De la tabla de saturación (tabla A-4), se lee

$$u \cong u_{f@80°C} = 334.86\ \text{kJ/kg}$$

El error implicado es

$$\frac{334.86 - 333.72}{333.72} \times 100 = 0.34\%$$

el cual es menor que 1 por ciento.

Estado de referencia y valores de referencia

Los valores de u, h y s no son medibles directamente, se calculan a partir de propiedades mensurables al aplicar las relaciones entre las propiedades termodinámicas desarrolladas en el capítulo 11. Pero esas relaciones brindan los *cambios* en las propiedades, no sus valores en estados específicos. En consecuencia, es necesario elegir un *estado de referencia* conveniente y asignar un valor *cero* para una propiedad o propiedades convenientes en ese estado. Para el agua, el estado de líquido saturado a 0.01 °C se toma como el estado de referencia, y a la energía interna y a la entropía se les asignan valores cero en ese estado. Para el refrigerante 12 se toma como estado de referencia el de líquido saturado a −40 °C y se les asigna el valor cero a la entalpía y entropía en ese estado. Observe que algunas propiedades tienen valores negativos como consecuencia del estado de referencia elegido.

Debe mencionarse que las tablas listan valores distintos para algunas propiedades en el mismo estado, debido a que utilizan un estado de referencia diferente. A pesar de ello, la termodinámica se interesa por los *cambios* de las propiedades y el estado de referencia elegido no tiene consecuencias en los cálculos, siempre que los valores usados sean de un solo conjunto de tablas o diagramas consistentes.

EJEMPLO 2-9

Determine las propiedades faltantes y las descripciones de fase en la siguiente tabla para el agua:

	T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	x	**Descripción de fase**
a)		200		0.6	
b)	125		1600		
c)		1000	2950		
d)	75	500			
e)		850		0.0	

Solución *a)* La calidad será $x = 0.6$, lo cual implica que 60 por ciento de la masa está en la fase de vapor y el restante 40 por ciento se encuentra en la fase líquida. Por tanto, se trata de una **mezcla saturada de líquido-vapor** a una presión de 200 kPa. Entonces la temperatura debe ser la de saturación a la presión dada.

$$T = T_{\text{sat @ 200 kPa}} = 120.23°\text{C} \qquad \text{(tabla A-5)}$$

A 200 kPa, se obtiene de la tabla A-5 que u_f = 504.49 kJ/kg y u_{fg} = 2025.0 kJ/kg. En ese caso, la energía interna promedio de la mezcla se determina de la ecuación 2-6 que será

$$\begin{aligned} u &= u_f + xu_{fg} \\ &= 504.49\,\text{kJ/kg} + (0.6)(2025.0\,\text{kJ/kg}) \\ &= \mathbf{1719.49\,kJ/kg} \end{aligned}$$

b) Esta vez se tiene la temperatura y la energía interna, pero se desconoce qué tabla emplear para determinar las propiedades faltantes, debido a que no hay una pista que permita saber si se trata de una mezcla saturada, líquido comprimido o vapor sobrecalentado. Para determinar la región primero observe la tabla de saturación (tabla A-4) y determine los valores de u_f y u_g a la temperatura dada. A 125 °C, corresponde u_f = 524.74 kJ/kg y u_g = 2 534.6 kJ/kg. Después compare los valores dados de u con los de u_f y de u_g, recordando que

Si	$u < u_f$	*líquido comprimido*
Si	$u_f \leq u \leq u_g$	*mezcla saturada*
Si	$u > u_g$	*vapor sobrecalentado*

El valor de u dado es 1 600, el cual cae entre los valores de u_f y u_g a 125 °C. Por tanto, se trata de una **mezcla saturada de líquido-vapor**. Por ello, la presión debe ser la de saturación a la temperatura dada:

$$P = P_{\text{sat @ 125°C}} = 232.1\,\text{kPa} \quad \text{(tabla A-4)}$$

La calidad se determina de

$$x = \frac{u - u_f}{u_{fg}} = \frac{1600 - 524.74}{2009.9} = 0.535$$

El criterio anterior para determinar si se trata de líquido comprimido, mezcla saturada o vapor sobrecalentado también se utiliza cuando la entalpía h o el volumen específico v se dan en lugar de la energía interna u o cuando se brinda la presión en vez de la temperatura.

c) Este caso es similar al *b*), excepto en que se da la presión en lugar de la temperatura. Al seguir el argumento dado con anterioridad, se leen los valores de u_f y u_g a la presión especificada. A 1 MPa, u_f = 761.68 kJ/kg y u_g = 2583.6 kJ/kg. El valor de u especificado es 2950 kJ/kg, que es mucho mayor que el valor de u_g a 1 MPa. En consecuencia, hay **vapor sobrecalentado**. Si se determina de la tabla de vapor sobrecalentado, mediante interpolación, que la temperatura en este estado es,

$$T = 395.6°\text{C} \quad \text{(Tabla A-6)}$$

La columna de la calidad quedaría en blanco en este caso, puesto que no tiene significado en vapor sobrecalentado.

d) En este caso se proporciona la temperatura y la presión, pero tampoco se dispone de una tabla para determinar las propiedades faltantes, debido a que se desconoce si se trata de una mezcla saturada, de líquido comprimido o de vapor sobrecalentado. Para determinar la región, recurra a la tabla de saturación (tabla A-5) y determine el valor de la temperatura de saturación a la pre-

sión dada. A 500 kPa, T_{sat} = 151.86 °C. Después se compara el valor de T dado con este valor T_{sat}, recordando que

Si $T < T_{sat\ @\ dada\ P}$ *líquido comprimido*
Si $T = T_{sat\ @\ dada\ P}$ *mezcla saturada*
Si $T > T_{sat\ @\ dada\ P}$ *vapor sobrecalentado*

En este caso el valor dado T es 75 °C, el cual es menor que el valor T_{sat} a la presión especificada. Por consiguiente, se obtiene un **líquido comprimido** (figura 2-43) y normalmente se determinaría el valor de la energía interna a partir de la tabla de líquido comprimido. Pero en este caso la presión obtenida es mucho menor que el valor de presión más bajo que hay en la tabla de líquido comprimido (el cual es 5 MPa) y, en consecuencia, se justifica que el líquido comprimido sea tratado como líquido saturado a la temperatura (no presión) dada:

$$u \cong u_{f\ @\ 75°C} = 313.90\ \text{kJ/kg} \quad \text{(tabla A-4)}$$

En este caso la columna de calidad queda en blanco, porque no tiene significado en la región de líquido comprimido.

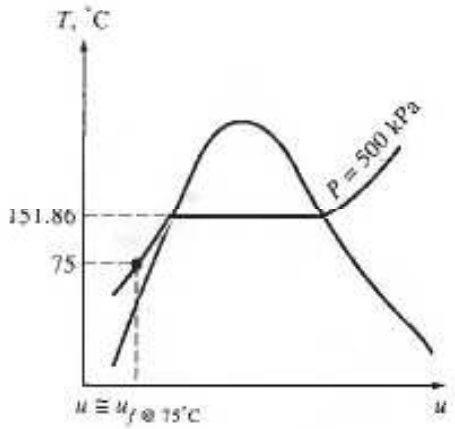


FIGURA 2-43
A una P y T dadas, una sustancia pura existirá como un líquido comprimido si $T < T_{sat\ @\ P}$.

b) Se indica que la calidad será $x = 0.0$, y por ello hay **líquido saturado** a la presión especificada de 850 kPa. Por ello la temperatura debe ser la de saturación a la presión dada y la energía interna debe tener el valor de líquido saturado:

$$T = T_{sat\ @\ 850\ kPa} = 172.96°C \quad \text{(tabla A-5)}$$
$$u = u_{f\ @\ 850\ kPa} = 731.27\ \text{kJ/kg} \quad \text{(tabla A-6)}$$

2-7 ■ LA ECUACIÓN DE ESTADO DE GAS IDEAL

Una manera de presentar los datos de propiedades de sustancias puras es listar valores de las propiedades en diversos estados. Las tablas de propiedades proporcionan información muy exacta, pero son voluminosas y vulnerables a los errores tipográficos. Un enfoque más práctico y deseable es tener algunas relaciones simples entre las propiedades, que sean suficientemente generales y precisas.

Cualquier ecuación que relacione la presión, la temperatura y el volumen específicos de una sustancia se denomina **ecuación de estado**. Las relaciones de propiedades que comprenden otras propiedades de una sustancia en estados de equilibrio, también se conocen como ecuaciones de estado. Hay varias ecuaciones de estado, algunas simples y otras muy complejas. La ecuación de estado más simple y conocida para sustancias en la fase gaseosa es la de gas ideal. Esta ecuación predice el comportamiento P-v-T de un gas con bastante exactitud, dentro de cierta región elegida adecuadamente.

Las palabras *gas* y *vapor* a menudo se utilizan como sinónimos. La fase de vapor de una sustancia suele considerarse como un *gas* cuando su temperatura es más alta que la temperatura crítica. El *vapor* implica a un gas que no se encuentra muy alejado del estado de condensación.

En 1662 el inglés Robert Boyle observó durante sus experimentos con una cámara de vacío que la presión de los gases es inversamente proporcional a su

volumen. En 1802, J. Charles y J. Gay-Lussac, determinaron de modo experimental que a bajas presiones el volumen de un gas es proporcional a su temperatura. Esto es,

$$P = R\left(\frac{T}{v}\right)$$

o

$$Pv = RT \tag{2-9}$$

donde la constante de proporcionalidad, R, se denomina la **constante de gas**. La ecuación 2-9 es la **ecuación de estado de gas ideal**, o más simple la **relación de gas ideal**; un gas que obedece esta relación recibe el nombre de **gas ideal**. En esta ecuación, P es la presión absoluta, T es la temperatura absoluta y v es el volumen específico.

La constante de gas R es diferente para cada gas (figura 2-44) y se determina de

$$R = \frac{R_u}{M} \qquad [\text{kJ/(kg} \cdot \text{K) o kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kg} \cdot \text{K})] \tag{2-10}$$

donde R_u es la **constante de gas universal** y M es la masa molar (llamada también *peso molecular*) del gas. La constante R_u es la misma para todas las sustancias y su valor es

$$R_u = \begin{cases} 8.314\ \text{kJ/(kmol} \cdot \text{K)} \\ 8.314\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kmol} \cdot \text{K}) \\ 0.08314\ \text{bar} \cdot \text{m}^3/(\text{kmol} \cdot \text{K}) \\ 1.986\ \text{Btu/(lbmol} \cdot \text{R)} \\ 10.73\ \text{psia} \cdot \text{pie}^3/(\text{lbmol} \cdot \text{R}) \\ 1\,545\ \text{pie lbf/(lbmol} \cdot \text{R)} \end{cases} \tag{2-11}$$

Sustancia	R, kJ/(kg·K)
Aire	0.2870
Helio	2.0769
Argón	0.2081
Nitrógeno	0.2968

FIGURA 2-44
Diferentes sustancias tienen diferentes constantes de gas.

La **masa molar** M se define como *la masa de un mol* (llamada también un *gramo-mol*, abreviado gmol) *de una sustancia en gramos*, o, *la masa de un kmol* (llamada también un *kilogramo-mol*, abreviado kgmol) *en kilogramos*. En unidades inglesas es la masa de 1 lbmol (1 libra-mol = 0.4536 kmol) en lbm (1 libra-masa = 0.4536 kg). Advierta que la masa molar de una sustancia tiene el mismo valor numérico en ambos sistemas de unidades, por la forma en que se define. Al señalar que la masa molar del nitrógeno es 28, ello significa que la masa de un kmol de nitrógeno es 28 kg, o que la masa de 1 lbmol de nitrógeno es 28 lbm. Esto es, $M = 28$ kg/kgmol = 28 lbm/lbmol. La masa de un sistema es igual al producto de su masa molar M y el número de moles N:

$$m = MN \qquad \text{(kg)} \tag{2-12}$$

Los valores de R y de M para varias sustancias se presentan en la tabla A-1.

La ecuación de estado de gas ideal tiene varias maneras diferentes:

$$V = mv \longrightarrow PV = mRT \tag{2-13}$$

$$mR = (MN)R = NR_u \longrightarrow PV = NR_uT \tag{2-14}$$

$$V = N\bar{v} \longrightarrow P\bar{v} = R_uT \tag{2-15}$$

donde $\bar{v}$ es el volumen específico molar, esto es, el volumen por unidad de mol (en m^3/kmol o pie^3/lbmol). En este texto, un *guión* arriba de una propiedad denotará valores *basados en unidad de mol* (figura 2-45).

Escribe la ecuación 2-13 dos veces para una masa fija y simplifica, las propiedades de un gas ideal en dos estados diferentes se relacionan entre sí por medio de

$$\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_2V_2}{T_2} \tag{2-16}$$

Un gas ideal es una sustancia *imaginaria* que obedece a la relación $Pv = RT$ (figura 2-46). Se ha observado, vía experimentalmente que la relación de gas ideal se aproxima mucho al comportamiento P-v-T de los gases reales a bajas densidades. A bajas presiones y altas temperaturas disminuye la densidad de un gas y éste se comporta como gas ideal en estas condiciones. Lo que constituye baja presión y alta temperatura se explica en la siguiente sección.

A nivel del interés práctico, muchos gases familiares como el aire, nitrógeno, oxígeno, hidrógeno, helio, argón, neón, kriptón e incluso gases más pesados como el dióxido de carbono, pueden tratarse como gases ideales con un error despreciable (con frecuencia menor de 1 por ciento). Sin embargo, los gases densos, como el vapor de agua en las centrales eléctricas y el vapor de refrigerante en los refrigeradores, no deben tratarse como gases ideales. Deben utilizarse las tablas de propiedades para estas sustancias.

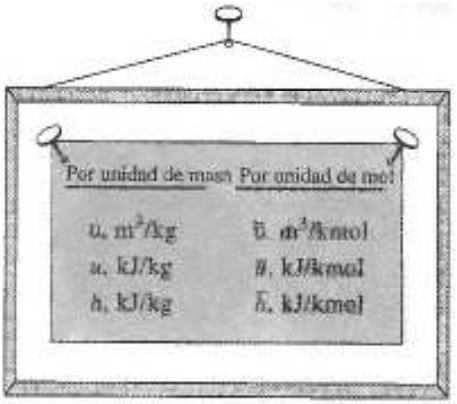


FIGURA 2-45
Las propiedades por unidad de mol se denotan con un guión en la parte superior.



FIGURA 2-46
La relación de gas ideal a menudo no es aplicable a los gases reales; por ello, debe tenerse cuidado cuando se use.

EJEMPLO 2-10

Determine la masa del aire en un cuarto cuyas dimensiones son 4 m × 5 m × 6 m a 100 kPa y 25 °C.

Solución En la figura 2-47 se presenta un dibujo del cuarto. El aire en las condiciones especificadas puede tratarse como un gas ideal. En la tabla A-1 la constante de gas del aire es $R = 0.287$ kPa × m³/(kg × K), y la temperatura absoluta es $T = 25$ °C + 273 = 298 K. El volumen del cuarto es

$$V = (4\text{ m})(5\text{ m})(6\text{ m}) = 120\text{ m}^3$$

Al sustituir estos valores en la ecuación 2-13, se determina que la masa de aire en el cuarto es

$$m = \frac{PV}{RT} = \frac{(100\text{ kPa})(120\text{ m}^3)}{[0.287\text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](298\text{ K})} = 140.3\text{ kg}$$

¿El vapor de agua es un gas ideal?

Esta pregunta no se contesta con un simple sí o no. El error involucrado al tratar el vapor de agua como un gas ideal se calcula y grafica en la figura 2-48. Es claro, a partir de esta figura, que a presiones menores de 10 kPa, el vapor de agua se trata como un gas ideal, con independencia de su temperatura, con un error despreciable (menor que 0.1 por ciento). Aunque a presiones más altas, la suposición de gas ideal produce errores inaceptables, en particular en la vecin-

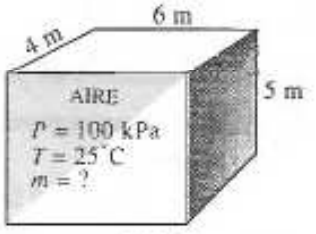


FIGURA 2-47
Dibujo para el ejemplo 2-10.

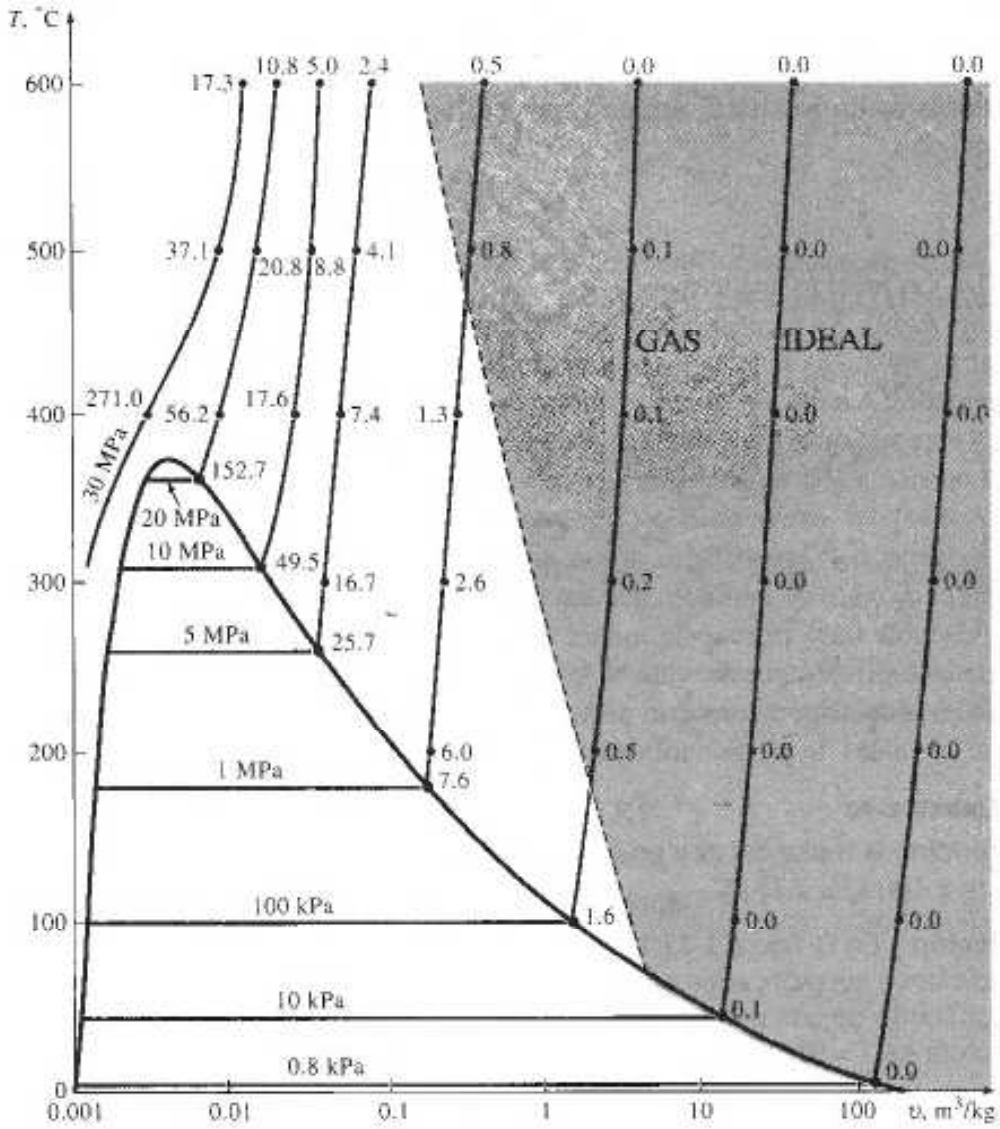


FIGURA 2-48
Porcentaje de error ($[|v_{tabla} - v_{ideal}|/v_{tabla}] \times 100$) comprendido al suponer que el vapor es un gas ideal: y región donde el vapor puede tratarse como un gas ideal con un error menor que 1%.

dad del punto crítico y en la línea de vapor saturado (arriba del 100 por ciento). Por tanto, en aplicaciones para acondicionamiento de aire, el vapor de agua en el aire puede tratarse como un gas ideal en esencia casi sin error, puesto que la presión del vapor de agua es muy baja. En contraste, en las aplicaciones del vapor en centrales eléctricas, las presiones implicadas son muy altas; de modo que no deben usarse las relaciones de gas ideal.

2-8 ■ FACTOR DE COMPRESIBILIDAD–Una medida de la desviación del comportamiento de gas ideal

La ecuación de gas ideal es muy simple y por ello su uso es conveniente. Pero, como ilustra la figura 2-48, los gases se desvían del comportamiento de gas ideal, de manera significativa, en estados cercanos a la región de saturación y al punto crítico. Esta desviación del comportamiento de gas ideal a una temperatura y presión dadas puede contrarrestarse al introducir un factor de corrección

llamado el **factor de compresibilidad** Z. Éste se define como

$$Z = \frac{Pv}{RT} \tag{2-17}$$

o

$$Pv = ZRT \tag{2-18}$$

También se expresa como

$$Z = \frac{v_{real}}{v_{ideal}} \tag{2-19}$$

donde $v_{ideal} = RT/P$. Es evidente que $Z = 1$ para gases ideales. Para gases reales Z puede ser mayor o menor que la unidad (figura 2-49). Cuanto más lejos se encuentra Z de la unidad, mayor es la desviación del gas del comportamiento de gas ideal.



FIGURA 2-49
El factor de compresibilidad es la unidad para los gases ideales.

Se ha repetido que los gases siguen la ecuación de gas ideal con gran precisión a bajas presiones y altas temperaturas. ¿Pero qué es exactamente lo que constituye baja presión y alta temperatura? ¿Es –100 °C una temperatura baja? Es definitivo que lo es para muchas sustancias, pero no para el aire. El aire (o el nitrógeno) puede tratarse como gas ideal a esta temperatura y a la presión atmosférica con un error menor a 1 por ciento debido a que el nitrógeno se encuentra bastante arriba de su temperatura crítica (-147 °C) y lejos de la región de saturación. A esta temperatura y presión la mayor parte de las sustancias existirían en la fase sólida. Por consiguiente, la presión o temperatura de una sustancia es alta o baja con relación a su temperatura o presión crítica.

Los gases se comportan de manera diferente a una temperatura y presión determinadas, pero se comportan de la misma manera a temperaturas y presiones normalizadas respecto de sus temperaturas y presiones críticas. La normalización se efectúa como

$$P_R = \frac{P}{P_{cr}} \qquad \text{y} \qquad T_R = \frac{T}{T_{cr}} \tag{2-20}$$

Aquí P_R recibe el nombre de **presión reducida** y T_R de **temperatura reducida**. El factor Z para todos los gases es aproximadamente el mismo a la misma presión y temperatura reducidas (figura 2-50). Lo anterior recibe el nombre de **principio de estados correspondientes**. En la figura 2-51 los valores de Z determinados con experimentos se grafican contra P_R y T_R para varios gases. Los gases parecen obedecer bastante bien al principio de estados correspondientes. Al ajustar los datos se obtiene la **carta de compresibilidad generalizada,** que puede utilizarse para todos los gases. Esta carta se incluye en el apéndice en tres partes separadas (figura A-30*a*, *b* y *c*), cada una para un nivel diferente de presiones reducidas, con el fin de contar con lecturas más precisas. El empleo de una carta de compresibilidad requiere el conocimiento de los datos del punto crítico; los resultados que se obtienen son exactos incluso en porcentajes muy pequeños.

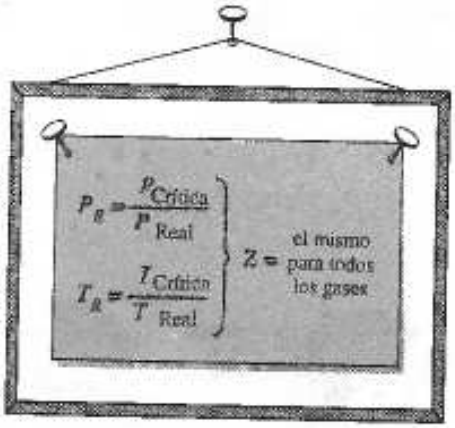


FIGURA 2-50
El factor de compresibilidad es el mismo para todos los gases a las mismas presión y temperatura reducidas (*principio de estados correspondientes*).

A partir de la carta de compresibilidad generalizada son posibles las siguientes observaciones:

1. A presiones muy bajas ($P_R \ll 1$) los gases se comportan como un gas ideal con independencia de la temperatura (figura 2-52),

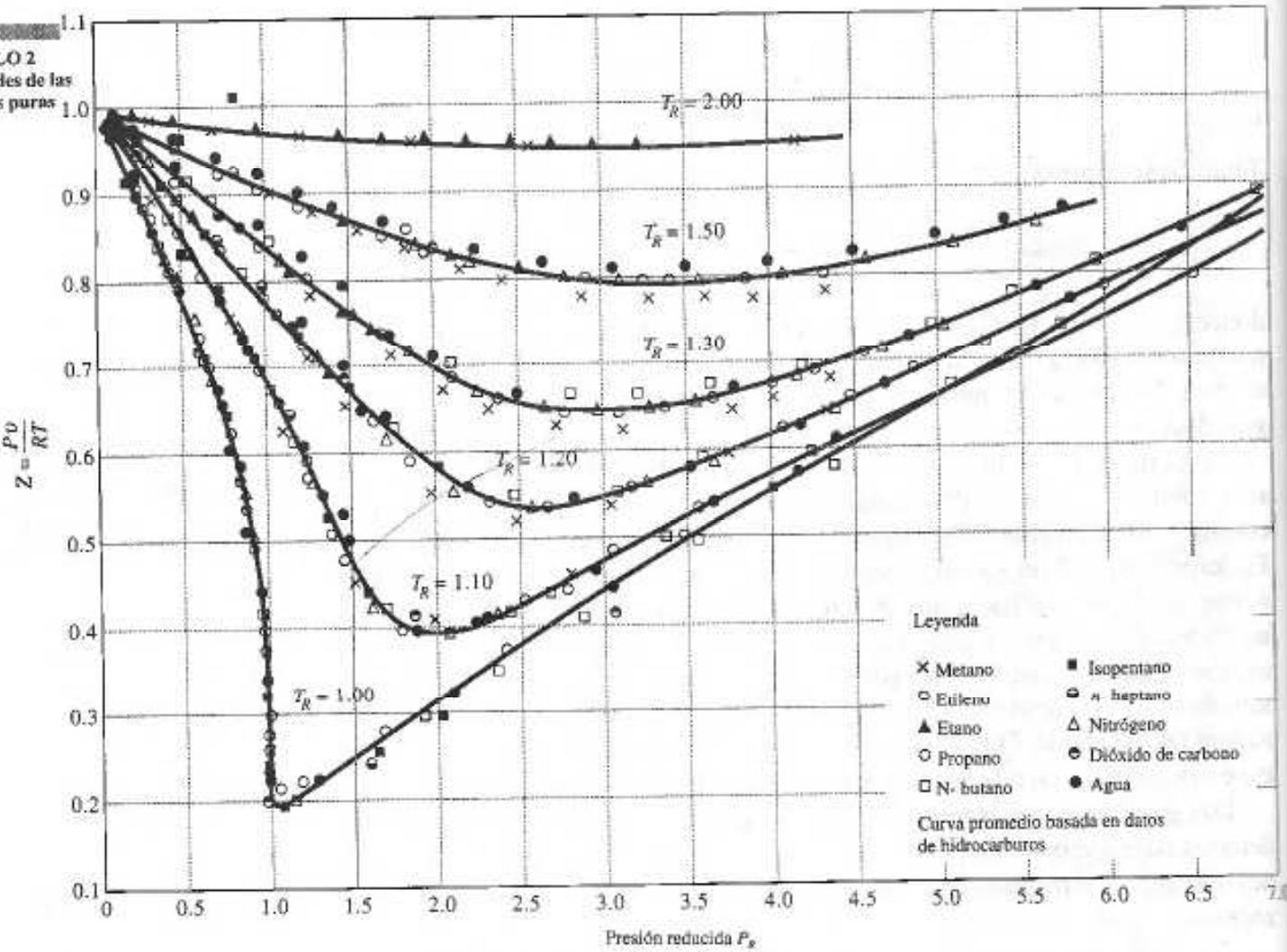


FIGURA 2-51
Comparación de los factores Z para diferentes gases. [*Fuente:* Gour-Jen Su, "Modified Law of Corresponding States", en *Ind. Eng. Chem.* (Ed. Intern.), 38:803 1946.]

2 A elevadas temperaturas ($T_R > 2$), el comportamiento de gas ideal se asume con buena precisión con independencia de la presión (excepto cuando $P_R >> 1$).
3 La desviación de un gas del comportamiento de gas ideal es mayor cerca del punto crítico (figura 2-53).

EJEMPLO 2-11

Determine el volumen específico del refrigerante 12 a 1 MPa y 50 °C, utilizando: *a*) las tablas del refrigerante 12, *b*) la ecuación de estado de gas ideal y *c*) la carta de compresibilidad generalizada. Determine también el error involucrado en las partes *b*) y *c*).

Solución La constante de gas, la presión crítica y la temperatura crítica del refrigerante 12 se determinan de la tabla A-1:

$$R = 0.0688\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kg} \cdot \text{K})$$
$$P_{cr} = 4.01\ \text{MPa}$$
$$T_{cr} = 384.7\ \text{K}$$



FIGURA 2-52
A presiones muy bajas todos los gases se acercan al comportamiento de gas ideal (sin importar su temperatura).

Factor de compresibilidad— Una medida de la desviación del comportamiento de gas ideal

a) El volumen específico del refrigerante 12 en el estado especificado se determina de la tabla A-13 como

$$\left.\begin{matrix} P = 1\ \text{MPa} \\ T = 50°\text{C} \end{matrix}\right\} \quad v = 0.01837\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Este es el valor determinado experimentalmente y por ello es el más exacto.

b) De la relación de gas ideal (ecuación 2-9) se determina que el volumen específico del refrigerante 12 bajo la suposición de gas ideal es igual a

$$v = \frac{RT}{P} = \frac{[0.0688\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kg} \cdot \text{K})](323\ \text{K})}{1000\ \text{kPa}} = 0.02222\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Por consiguiente, tratar al vapor del refrigerante 12 como un gas ideal resulta en un error de (0.02222 – 0.01837)/0.01837 = 0.208, o 20.8% en este caso).

c) Para determinar el factor de corrección Z de la carta de compresibilidad, primero necesita calcular la presión y la temperatura reducidas:

$$\left.\begin{matrix} P_R = \dfrac{P}{P_{cr}} = \dfrac{1\ \text{MPa}}{4.01\ \text{MPa}} = 0.249 \\ T_R = \dfrac{T}{T_{cr}} = \dfrac{323\ \text{K}}{384.7\ \text{K}} = 0.840 \end{matrix}\right\} \quad Z = 0.83 \quad \text{(Fig. A-30)}$$

Por tanto, $v = Zv_{ideal} = (0.83)(0.02222\ \text{m}^3/\text{kg}) = 0.01844\ \text{m}^3/\text{kg}$

El error en este resultado es menor que 1 por ciento. Por tanto, ante la ausencia de datos exactos tabulados, la carta de compresibilidad generalizada puede emplearse con confianza.



FIGURA 2-53
Los gases se desvían del comportamiento de gas ideal en la cercanía del punto crítico.

Incluso cuando P y v, o T y v, se dan en lugar de P y T, la carta de compresibilidad generalizada puede utilizarse para determinar la tercera propiedad, pero implicaría el tedioso método de ensayo y error. En consecuencia, resulta conveniente definir una propiedad reducida más, llamada el **volumen específico pseudorreducido** v_R como

$$v_R = \frac{v_{real}}{RT_{cr}/P_{cr}} \tag{2-21}$$

Observe que v_R se define de manera diferente que P_R y T_R. Se relaciona con T_{cr} y con P_{cr} en vez de v_{cr}. También se añaden líneas de v_R constante a las cartas de compresibilidad, y esto permite determinar T o P sin tener que recurrir a las tediosas iteraciones (figura 2-54).

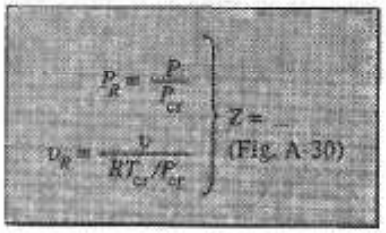


FIGURA 2-54
El factor de compresibilidad también puede determinarse a partir del conocimiento de P_R y v_R

EJEMPLO 2-12

Determine la presión de vapor de agua a 600 °F y 0.514 pies³/lbm, empleando *a)* las tablas de vapor, *b)* la ecuación de gas ideal y *c)* la carta de compresibilidad generalizada.

Solución En la figura 2-55 se presenta un dibujo del sistema. La constante de gas, la presión crítica y la temperatura crítica del vapor se obtienen de la tabla A-1E:

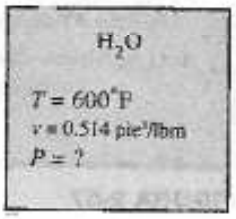


FIGURA 2-55
Dibujo para el ejemplo 2-12.

$$R = 0.5956 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/(\text{lbm} \cdot \text{R})$$
$$P_{cr} = 3\,204 \text{ psia}$$
$$T_{cr} = 1\,165.3 \text{ R}$$

a) De la tabla A-6E se obtiene que la presión del vapor en el estado especificado es igual a

$$\left.\begin{array}{l} v = 0.514 \text{ pie}^3/\text{lbm} \\ T = 600\ ^\circ\text{F} \end{array}\right\} \qquad P = 1\,000 \text{ psia}$$

Este es el valor determinado experimentalmente y, por ello, el más preciso.

(*b*) A partir de la relación de gas ideal (ecuación 2-9) se determina que la presión del vapor bajo la suposición de gas ideal es

$$P = \frac{RT}{v} = \frac{[0.5956 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/(\text{lbm} \cdot \text{R})](1\,060 \text{ R})}{0.514 \text{ pie}^3/\text{lbm}} = 1\,228.3 \text{ psia}$$

Por tanto, tratar al vapor como un gas ideal resultaría en un error de (1228.3 – 1000)/1000 = 0.228, o 22.8 % en este caso.

c) Para determinar el factor de corrección Z a partir de la carta de compresibilidad (figura A-30), primero se debe calcular el volumen específico pseudorreducido y la temperatura reducida:

$$\left.\begin{array}{l} v_R = \dfrac{v_{real}}{RT_{cr}/P_{cr}} = \dfrac{(0.514 \text{ pie}^3/\text{lbm})(3\,204 \text{ psia})}{[0.5956 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/(\text{lbm} \cdot \text{R})](1\,165.3 \text{ R})} \\ \quad = 2.373 \\ T_R = \dfrac{T}{T_{cr}} = \dfrac{1\,060 \text{ R}}{1\,165.3 \text{ R}} \end{array}\right\} \quad P_R = 0.33$$

Por tanto, $P = P_R P_{cr} = (0.33)(3\,204 \text{ psia}) = 1\,057.3 \text{ psia}$

El empleo de la carta de compresibilidad reduce el error de 22.8 a 5.7 por ciento, lo cual es aceptable para la mayor parte de los propósitos de la ingeniería (figura 2-56). Un diagrama más grande, desde luego, brindaría mejor resolución y reduciría los errores de lectura. Advierta, que no fue necesario determinar Z en este problema puesto que P_R se lee directamente del diagrama.

	P_v, psia
Exacto	1000.0
Carta Z	1057.3
Gas ideal	1228.3

(del ejemplo 2-12)

FIGURA 2-56
Los resultados obtenidos al utilizar la carta de compresibilidad suelen estar dentro de un pequeño porcentaje de los valores determinados experimentalmente.

2-9 ■ OTRAS ECUACIONES DE ESTADO

Si bien la ecuación de estado de gas ideal es muy simple, su aplicación es muy limitada. Es deseable tener ecuaciones de estado que representen el comportamiento P-v-T de sustancias, precisamente sobre una región más grande sin limitaciones. Dichas ecuaciones son más complicadas. Con este fin se han propuesto varias ecuaciones (figura 2-57) pero sólo expondremos tres: la ecuación de *van der Waals* porque es una de las más antiguas, la ecuación de estado de *Beattie-*

van der Waals
Berthelet
Redlich-Kwang
Beattie-Bridgeman
Benedict-Webb-Rubin
Strobridge
Virial

FIGURA 2-57
A lo largo de la historia se han propuesto varias ecuaciones de estado.

Bridgeman debido a que es una de las mejor conocidas y a su razonable precisión, y la ecuación de *Benedict-Webb-Rubin* en virtud de que es la más reciente y es muy exacta.

Ecuación de estado de van der Waals

La ecuación de estado de van der Waals propuesta en 1873, tiene dos constantes que se determinan a partir del comportamiento de una sustancia en el punto crítico. La ecuación de estado de van der Waals está dada por

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \qquad (2\text{-}22)$$

Van der Waals intentó mejorar la ecuación de estado de gas ideal al incluir dos de los efectos no considerados en el modelo de gas ideal: las fuerzas de atracción intermoleculares y el volumen ocupado por las propias moléculas. El término a/v^2 corresponde a las fuerzas intermoleculares y b se refiere al volumen ocupado por las moléculas de gas. En una habitación a presión y temperatura atmosféricas, el volumen realmente ocupado por las moléculas es aproximado a un milésimo del volumen del cuarto. Cuando aumenta la presión, el volumen ocupado por las moléculas se vuelve una parte cada vez más importante del volumen total. Van der Waals propuso corregir esto reemplazando en la relación de gas ideal v con la cantidad $v - b$, donde b representa el volumen que ocupan las moléculas de gas por masa unitaria.

La determinación de las dos constantes que aparecen en esta ecuación se basan en la observación de que la isoterma crítica en un diagrama P-v no tiene punto de inflexión horizontal en el punto crítico (figura 2-58). De modo que la primera y la segunda derivadas de P respecto de v en el punto crítico debe ser cero. Esto es,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_{T=T_{cr}=\text{const}} = 0 \quad \text{y} \quad \left(\frac{\partial^2 P}{\partial v^2}\right)_{T=T_{cr}=\text{const}} = 0 \qquad (2\text{-}23)$$

Al efectuar la diferenciación y eliminar v_{cr} se determina que las constante a y b son

$$a = \frac{27R^2T_{cr}^2}{64P_{cr}} \quad \text{y} \quad b = \frac{RT_{cr}}{8P_{cr}} \qquad (2\text{-}24)$$

Las constantes a y b se determinan para cualquier sustancia a partir de los datos del punto crítico (tabla A-1).

A menudo la precisión de la ecuación de estado de van der Waals es inadecuada, pero mejora si se utilizan los valores de a y b, basados en el comportamiento real del gas en un nivel más amplio en lugar de en un solo punto. A pesar de sus limitaciones, la ecuación de estado de van der Waals tiene un valor histórico puesto que fue uno de los primeros intentos por modelar el comportamiento de los gases ideales. La ecuación de estado de van der Waals también se expresa con base en el mol unitario, sustituyendo la v en la ecuación 2-22 por $\bar{v}$, y la R en las ecuaciones 2-22 y 2-24 por R_u.



FIGURA 2-58
La isoterma crítica de una sustancia pura tiene un punto de inflexión en el estado crítico.

Ecuación de estado de Beattie-Bridgeman

La ecuación de Beattie-Bridgeman, propuesta en 1928, se basa en cinco constantes determinadas experimentalmente. Fue propuesta en la forma de

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} \tag{2-25}$$

donde

$$A = A_0\left(1 - \frac{a}{\bar{v}}\right) \qquad \text{y} \qquad B = B_0\left(1 - \frac{b}{\bar{v}}\right) \tag{2-26}$$

Las constantes que aparecen en la ecuación se dan en la tabla A-29*a* para diversas sustancias. La ecuación de Beattie-Bridgeman tiene una exactitud razonable para densidades mayores a aproximadamente $0.8\rho_{cr}$, donde ρ_{cr} es la densidad de la sustancia en el punto crítico.

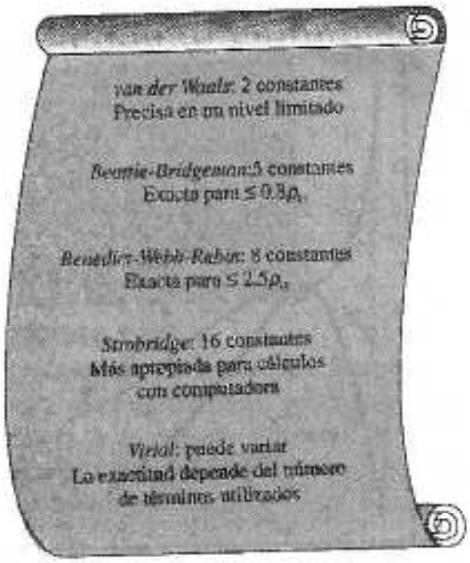


FIGURA 2-59
Las complejas ecuaciones de estado representan el comportamiento P-v-T de gases, con mayor exactitud en un nivel más amplio.

Ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin

En 1940 Benedict, Webb y Rubin extendieron la ecuación de Beattie-Bridgeman al número de ocho constantes. Su ecuación se expresa como

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2} \tag{2-27}$$

Los valores de las constantes que aparecen en esta ecuación se proporcionan en la tabla A-29*b*. La ecuación maneja sustancias a densidades mayores que $2.5\rho_{cr}$ aproximadamente. En 1962, Strobridge amplió más esta ecuación a 16 constantes (figura 2-59).

Ecuación de estado virial

La ecuación de estado de una sustancia puede expresarse en forma de una serie como

$$P = \frac{RT}{v} + \frac{a(T)}{v^2} + \frac{b(T)}{v^3} + \frac{c(T)}{v^4} + \frac{d(T)}{v^5} + \cdots \tag{2-28}$$

Ésta y ecuaciones similares se conocen como *ecuaciones de estado viriales*, y los coeficientes $a(T)$, $b(T)$, $c(T)$, etcétera sólo son funciones de la temperatura que se denominan *coeficientes viriales*. Estos coeficientes pueden determinarse experimental o teóricamente con base en la mecánica estadística. Es evidente que si la presión se acerca a cero se eliminan todos los coeficientes viriales y la ecuación se reduce a la ecuación de estado de gas ideal. El comportamiento P-v-T de una sustancia puede representarse exactamente con la ecuación de estado virial en un amplio nivel incluyendo un número suficiente de términos. Todas

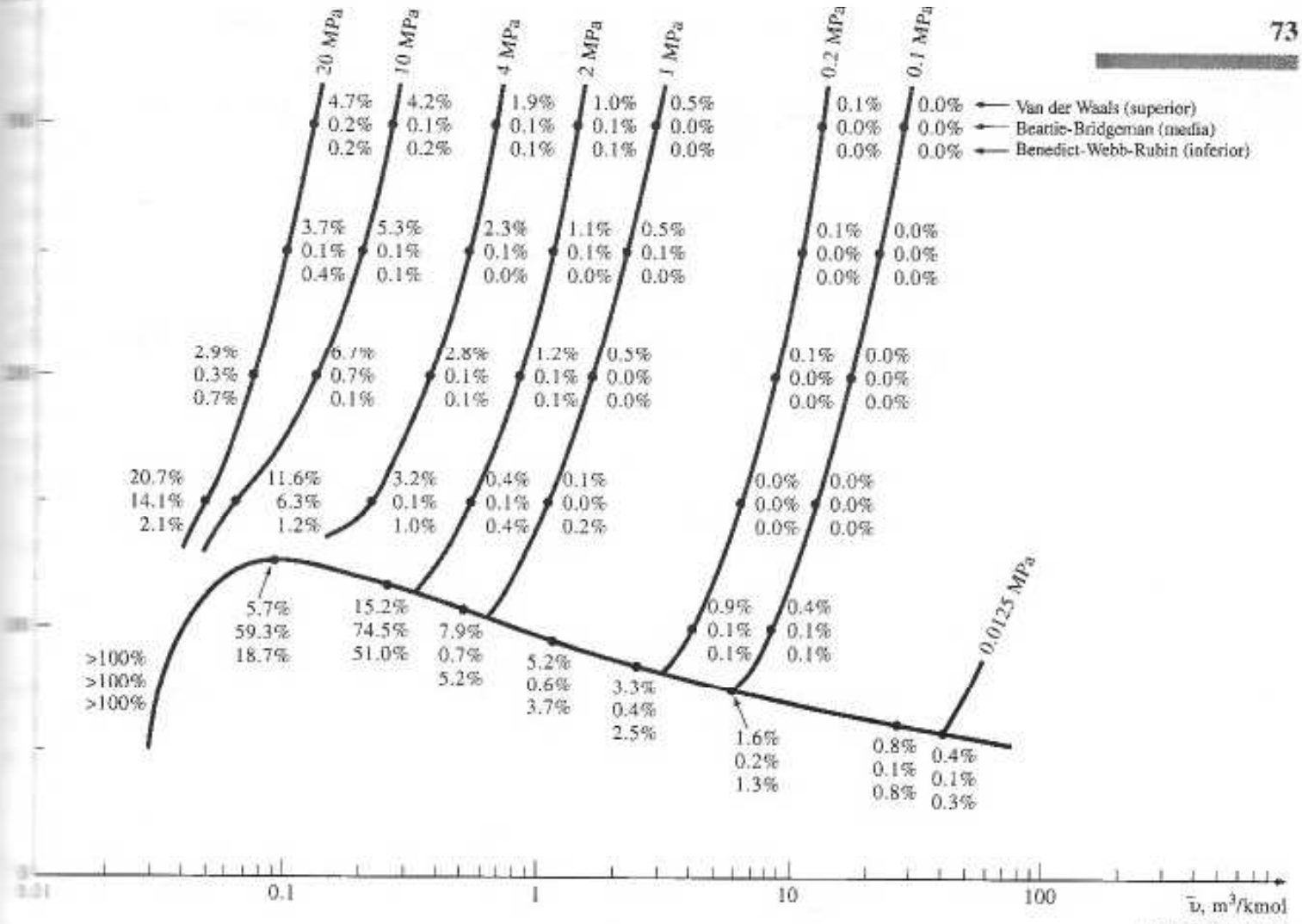


FIGURA 2-60

Porcentaje de error implícito en diversas ecuaciones de estado para el nitrógeno (porcentaje de error = $[(|v_{tabla} - v_{ecuación}|)/v_{tabla}] \times 100$).

las ecuaciones de estado presentadas sólo son aplicables a la fase gaseosa y, por ello, no deben usarse para líquidos o mezclas de líquido-vapor.

Ecuaciones complejas representan de manera adecuada el comportamiento P-v-T de sustancias y son muy apropiadas para aplicaciones en computadora. En los cálculos manuales se sugiere al lector que por conveniencia emplee las tablas de propiedades o las ecuaciones de estado más simples. Esto es cierto en particular en los cálculos de volumen específico, puesto que todas las ecuaciones anteriores tienen implícita v y requerirán del planteamiento de ensayo y error. La precisión de las ecuaciones de estado de van der Waals, Beattie Bridgeman y de Benedict-Webb-Rubin se ilustra en la figura 2-60. De acuerdo con dicha figura, es evidente que la de Benedict-Webb-Rubin es la más exacta.

EJEMPLO 2-13

Prediga la presión de gas nitrógeno a $T = 175$ K y $v = 0.00375$ m³/kg con base en: *a)* la ecuación de estado de gas ideal, *b)* la ecuación de estado de van der Waals, *c)* la ecuación de estado de Beattie Bridgeman y *d)* la ecuación de

estado de Benedict-Webb-Rubin. Compare los valores obtenidos con el valor determinado experimentalmente de 10 000 kPa.

Solución *a)* Si emplea la ecuación de estado de gas ideal, encuentra que la presión corresponde a

$$P = \frac{RT}{v} = \frac{[0.279\,\text{kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kg} \cdot \text{K})](175\,\text{K})}{0.00375\,\text{m}^3/\text{kg}} = 13\,860\,\text{kPa}$$

la cual presenta un error de 38.6 por ciento.

b) La ecuación 2-24 determina que las constantes de van der Waals para el nitrógeno son

$$a = 0.175\,\text{m}^6 \cdot \text{kPa/kg}^2$$
$$b = 0.00138\,\text{m}^3/\text{kg}$$

De la ecuación 2-22,

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2} = 9465\,\text{kPa}$$

la cual implica un error de 5.4 por ciento.

c) De acuerdo con la tabla A-29*a*, las constantes en la ecuación de Beattie-Bridgeman son

$$A = 102.29$$
$$B = 0.05378$$
$$c = 4.2 \times 10^4$$

Asimismo, $\bar{v} = Mv = (28.013\,\text{kg/kmol})(0.00375\,\text{m}^3/\text{kg}) = 0.10505\,\text{m}^3/\text{kmol}$. Al sustituir estos valores en la ecuación 2-25, obtiene

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} = 10\,110\,\text{kPa}$$

en la cual el error es de 1.1 por ciento.

d) De la tabla A-29*b* se determina que las constantes en la ecuación de Benedict-Webb-Rubin son

$a = 2.54$	$A_0 = 106.73$
$b = 0.002328$	$B_0 = 0.04074$
$c = 7.379 \times 10^4$	$C_0 = 8.164 \times 10^5$
$\alpha = 1.272 \times 10^{-4}$	$\gamma = 0.0053$

Al sustituir estos valores en la ecuación 2-27, obtiene

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2}$$
$$= 10\,009\,\text{kPa}$$

la cual implica un error de sólo 0.09 por ciento. De modo que la exactitud de la ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin es bastante grande en este caso.

2-10 ■ RESUMEN

Una sustancia con una composición química fija en todo el volumen que ocupa se denomina *sustancia pura*. Una sustancia pura existe en diferentes fases, dependiendo de su nivel de energía. En la fase líquida, una sustancia que no está a punto de vaporizarse, se conoce como *líquido comprimido* o *subenfriado*. En la fase gaseosa una sustancia que no está a punto de condensarse, recibe el nombre de *vapor sobrecalentado*. Durante un proceso de cambio de fase, la temperatura y la presión de una sustancia pura son propiedades dependientes. A una presión determinada una sustancia hierve a una temperatura fija, la *temperatura de saturación*. Del mismo modo, a una temperatura determinada la presión a la cual una sustancia empieza a hervir se denomina *presión de saturación*. Durante un proceso de cambio de fase, tanto la fase líquida como la de vapor coexisten en equilibrio; bajo esta condición el líquido se conoce como *líquido saturado* y el vapor recibe el nombre de *vapor saturado*.

En la mezcla saturada de líquido-vapor, la fracción de masa de la fase de vapor se denomina *calidad* y es definida como

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{total}}} \tag{2-3}$$

La calidad tiene valores entre 0 (líquido saturado) y 1 (vapor saturado). No tiene significado en las regiones de líquido comprimido o de vapor sobrecalentado. En la región de mezcla saturada, el valor promedio de cualquier propiedad intensiva y se determina de

$$y = y_f + xy_{fg} \tag{2-8}$$

donde f representa al líquido saturado y g al vapor saturado.

Si se carece de datos para el líquido comprimido, una aproximación general consiste en tratar al líquido comprimido como un líquido saturado a la *temperatura* dada, esto es,

$$y \cong y_{f\,@\,T}$$

donde y simboliza a v, u o h.

El estado más allá del cual no hay un proceso de vaporización claro, se llama *punto crítico*. A presiones supercríticas una sustancia se expande gradual y uniformemente desde la fase líquida hasta la de vapor. Las tres fases de una sustancia coexisten en equilibrio de estados a lo largo de la línea triple caracterizada por la temperatura y presión de la línea triple. En el apéndice se listan diversas propiedades de algunas sustancias puras. Como puede observarse en esas tablas, el líquido comprimido tiene valores v, u y h menores que los del líquido saturado a la misma T o P. De igual manera, el vapor sobrecalentado tiene valores v, u y h mayores que los del vapor saturado a la misma T o P.

Cualquier relación entre la presión, la temperatura y el volumen específico de una sustancia recibe el nombre de *ecuación de estado*. La más simple y conocida es la *ecuación de estado de gas ideal*, dada como

$$Pv = RT \tag{2-9}$$

donde R es la constante de gas. Al usar esta relación debe tenerse cuidado porque un gas ideal es una sustancia ficticia. Los gases reales exhiben comportamiento de gas ideal sólo a presiones bajas y temperaturas elevadas.

La desviación del comportamiento de gas ideal puede explicarse de manera apropiada si utiliza el *factor de compresibilidad* Z, definido como

$$Z = \frac{Pv}{RT} \quad \text{o} \quad Z = \frac{v_{\text{real}}}{v_{\text{ideal}}} \tag{2-17, 2-19}$$

El factor Z casi es el mismo para todos los gases a la misma *temperatura reducida* y *presión reducida*, las cuales se definen como

$$T_R = \frac{T}{T_{cr}} \quad \text{y} \quad P_R = \frac{P}{P_{cr}} \tag{2-20}$$

donde P_{cr} y T_{cr} son la presión y la temperatura críticas. Esto se conoce como el *principio de estados correspondientes*. Cuando P o T se desconocen, se puede determinar el diagrama de compresibilidad con la ayuda del *volumen específico pseudorreducido*, definido como

$$v_R = \frac{v_{\text{real}}}{RT_{cr}/P_{cr}} \tag{2-21}$$

El comportamiento P-v-T de sustancias se representa con mayor exactitud mediante ecuaciones de estado más complejas. Tres de las más conocidas son

van der Waals:
$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \tag{2-22}$$

donde
$$a = \frac{27R^2T_{cr}^2}{64P_{cr}} \quad \text{y} \quad b = \frac{RT_{cr}}{8P_{cr}} \tag{2-24}$$

Beattie-Bridgeman:
$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} \tag{2-25}$$

donde
$$A = A_0\left(1 - \frac{a}{\bar{v}}\right) \quad \text{y} \quad B = B_0\left(1 - \frac{b}{\bar{v}}\right) \tag{2-26}$$

Benedict-Webb-Rubin:

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2} \tag{2-27}$$

Las constantes que aparecen en las ecuaciones de Beattie-Bridgeman y de Benedict-Webb-Rubin se proporcionan en la tabla A-29 para diversas sustancias.

REFERENCIAS Y LECTURAS SUGERIDAS

1 A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, Nueva York, 1988.

2 M. D. Burghardt, *Engineering Thermodynamics with Applications*, Harper and Row, Nueva York, 1986.

3 J. B. Jones y G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2a. ed., Wiley, Nueva York, 1986.

4 J. R. Howell y R. O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, McGraw-Hill, Nueva York, 1987.

5 G. J. Van Wylen y R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1985.

6 K. Wark, *Thermodynamics*, 5a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1988.

PROBLEMAS*

Sustancias puras, procesos de cambio de fase, diagramas de fase

2-1C El té endulzado, ¿es una sustancia pura? Explique.

2-2C El agua congelada ¿es una sustancia pura? ¿Por qué?

2-3C ¿Cuál es la diferencia entre líquido saturado y líquido comprimido?

2-4C ¿Cuál es la diferencia entre vapor saturado y vapor sobrecalentado?

2-5C ¿Hay alguna diferencia entre las propiedades de vapor saturado a una temperatura determinada y el vapor de una mezcla saturada a la misma temperatura?

2-6C ¿Hay alguna diferencia entre las propiedades de un líquido saturado a una temperatura determinada y las del líquido de una mezcla saturada a la misma temperatura?

2-7C ¿Es cierto que el agua hierve a mayores temperaturas en presiones más altas? Explique.

2-8C Si la presión de una sustancia aumenta durante un proceso de ebullición, ¿la temperatura también aumentará o permanecerá constante? ¿Por qué?

2-9C ¿Por qué la temperatura y la presión son propiedades dependientes en la región de mezcla saturada?

2-10C ¿Cuál es la diferencia entre el punto crítico y el punto triple?

2-11C ¿Es posible tener vapor de agua a –10 °C?

2-12C Un marido está cocinando un estofado de res para su familia en una cacerola que está: *a*) descubierta, *b*) cubierta con una tapa ligera y *c*) cubierta con una tapa pesada. ¿En cuál caso el tiempo de cocción será más corto? ¿Por qué?

* Se recomienda a los estudiantes contestar *todas* las preguntas del concepto "C".

2-13C Un tanque rígido contiene un poco de agua líquida a 20 °C. El resto del tanque tiene aire atmosférico. ¿Es posible que el agua hierva en el tanque sin que aumente su temperatura? ¿Cómo?

2-14C Un tanque rígido bien sellado contiene un poco de agua y aire a presión atmosférica. El tanque se calienta y el agua comienza a hervir. ¿La temperatura en el tanque permanecerá constante durante este proceso de ebullición? ¿Por qué?

2-15C ¿Cómo difiere el proceso de ebullición de presiones supercríticas a presiones subcríticas?

Tablas de propiedades

2-16C ¿La entalpía de una sustancia pura en un estado dado puede determinarse a partir del conocimiento de u, P y v? ¿Cómo?

2-17C ¿El punto de referencia seleccionado para las propiedades de una sustancia tiene algún efecto en el análisis termodinámico? ¿Por qué?

2-18C ¿Cuál es el significado físico de h_{fg}? ¿Puede obtenerse del conocimiento de h_f y h_g? ¿Cómo?

2-19C ¿Es cierto que se requiere más energía para vaporizar 1 kg de agua líquida saturada a 100 °C que para vaporizar 1 kg de agua líquida saturada a 120 °C?

2-20C ¿Qué es la calidad? ¿Tiene algún significado en la región de vapor sobrecalentado?

2-21C ¿Qué proceso requiere más energía: evaporar por completo 1 kg de agua líquida saturada a 1 atm de presión o evaporar completamente 1 kg de agua líquida saturada a una presión de 8 atm?

2-22C ¿h_{fg} cambia con la presión? ¿Cómo?

2-23C ¿Puede expresarse la calidad como la razón entre el volumen ocupado por la fase de vapor y el volumen total?

2-24C Si no se cuenta con tablas de líquido comprimido, ¿cómo se determina el volumen específico de un líquido comprimido a P y T dadas?

2-25 Complete la siguiente tabla para H_2O:

T, °C	P, kPa	v, m³/kg	Descripción de fase
50		416	
	200		Vapor saturado
250	400		
110	600		

2-25E Complete la siguiente tabla para H_2O:

T, °F	P, psia	v, ft³/lbm	Descripción de fase
150		15.2	
	50		Vapor saturado
500	80		
250	120		

2-26 Complete la siguiente tabla para H_2O:

T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	Descripción de fase
130		2 300	
	600		Líquido saturado
400	500		
90	700		

2-26E Complete la siguiente tabla para H_2O:

T, °F	P, psia	u, Btu/lbm	Descripción de fase
250		851	
	20		Líquido saturado
500	120		
400	400		

2-27 Complete la siguiente tabla para H_2O:

T, °C	P, kPa	h, kJ/kg	x	Descripción de fase
	325		0.4	
160		1 682		
	950		0.0	
80	500			
	800	3 161.7		

2-28 Complete la siguiente tabla para el refrigerante 12:

T, °C	P, kPa	v, m³/kg	Descripción de fase
−10	600		
20		0.022	
	320		Vapor saturado
100	600		

2-28E Complete la siguiente tabla para el refrigerante 12:

T, °F	P, psia	v, ft³/lbm	Descripción de fase
10	56		
25		0.7	
	50		Vapor saturado
100	20		

2-29 Complete la siguiente tabla para el refrigerante 12:

T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	Descripción de fase
30		120	
−10			Líquido saturado
	400	200	
8	600		

2-30 Complete la siguiente tabla para el refrigerante 12:

T, °C	P, kPa	h, kJ/kg	x	Descripción de fase
	240	81		
4			0.27	
−20	500			
	1 400	262		
20			1.0	

2-30E Complete la siguiente tabla para el refrigerante 12:

T, °F	P, psia	h, Btu/lbm	x	Descripción de fase
	70	64		
25			0.7	
10	70			
	180	95.94		
100			1.0	

2-31 Complete la siguiente tabla para H_2O:

T, °C	P, kPa	v, m³/kg	Descripción de fase
125		0.53	
	1 000		Líquido saturado
25	750		
500		0.130	

2-32 Complete la siguiente tabla para H_2O:

T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	Descripción de fase
	325	2 452	
170			Vapor saturado
190	2 000		
	4 000	3 040	

2-33 La presión atmosférica en Denver (altura = 1610 m) es 83.4 kPa. Determine la temperatura a la cual el agua en una cacerola descubierta hervirá en dicha ciudad. *Respuesta:* 94.4 °C.

2-34 El agua en una cacerola de 5 cm de profundidad hierve a 98 °C. ¿A qué temperatura hervirá agua en una cacerola de 40 cm de profundidad? Suponga que ambas cacerolas están llenas de agua.

2-35 Una olla cuyo diámetro interior es de 20 cm está llena con agua y cubierta con una tapa de 4 kg. Si la presión atmosférica local es 101 kPa, determine la temperatura a la cual el agua empezará a hervir cuando se caliente. *Respuesta:* 100.2 °C.

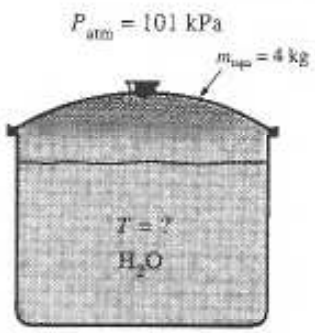


FIGURA P2-35

2-36 Caliente agua en un dispositivo de cilindro-émbolo vertical. El émbolo tiene una masa de 20 kg y un área de sección transversal de 100 cm². Si la

presión atmosférica local es 100 kPa, determine la temperatura a la cual empezará a hervir el agua.

2-37 Un tanque rígido con un volumen de 2.5 m^3 contiene 5 kg de una mezcla de agua saturada de líquido-vapor a 75 °C. El agua se calienta lentamente. Determine la temperatura a la cual el líquido en el tanque se evapora por completo. Muestre también el proceso en un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación. *Respuesta:* 140.7 °C.

2-37E Un tanque rígido con un volumen de 30 $pies^3$ contiene 1.5 lbm de una mezcla de agua saturada de líquido-vapor a 190 °F. El agua se calienta lentamente. Determine la temperatura a la cual el líquido en el tanque se evapora por completo. También muestre el proceso en un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación. *Respuesta:* 228.4 °F.

2-38 Un recipiente rígido contiene 2 kg de refrigerante 12 a 900 kPa y 80 °C. Determine el volumen del recipiente y la energía interna total. *Respuestas:* 0.0481 m^3, 424.7 kJ.

2-39 Un tanque rígido de 200 L contiene 5 kg de agua a 150 kPa. Determine *a*) la temperatura, *b*) la entalpía total, y *c*) la masa de cada fase de agua.

2-39E Un tanque rígido de 5 $pies^3$ contiene 5 lbm de agua a 20 psia. Determine: *a*) la temperatura, *b*) la entalpía total, y *c*) la masa de cada fase de agua.

2-40 Un recipiente de 0.5 m^3 contiene 10 kg de refrigerante 12 a –20 °C. Determine: *a*) la presión, *b*) la energía interna total y *c*) el volumen ocupado por la fase líquida.
Respuestas: a) 150.93 kPa, *b*) 836.5 kJ, *c*) 0.00373 m^3.

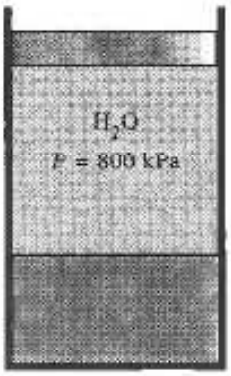


FIGURA P2-41

2-41 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.1 m^3 de agua líquida y 0.9 m^3 de vapor de agua en equilibrio a 800 kPa. Se transfiere calor a presión constante hasta que la temperatura alcanza 350 °C.

a) ¿Cuál es la temperatura inicial del agua?
b) Determine la masa total del agua.
c) Calcule el volumen final.
d) Muestre el proceso en un diagrama *P-v* respecto de las líneas de saturación.

2-42 Se deja que vapor de agua sobrecalentado a 1 MPa y 300 °C se enfríe a volumen constante hasta que la temperatura descienda a 150 °C. En el estado final determine: *a*) la presión, *b*) la calidad y *c*) la entalpía. Muestre el proceso en un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación.
Respuestas: a) 475.8 kPa, *b*) 0.656, *c*) 2030.5 kJ/kg.

2-42E Se deja que vapor de agua sobrecalentado a 180 psia y 500 °F se enfríe a volumen constante hasta que la temperatura descienda a 250 °F. En el estado final determine: *a*) la presión, *b*) la calidad y *c*) la entalpía. Muestre el proceso en un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación.
Respuestas: a) 29.82 psia, *b*) 0.219, *c*) 425.7 Btu/lbm.

2-43 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 50 L de agua líquida a 25 °C y 300 kPa. Se transfiere calor al agua a presión constante hasta que todo el líquido se evapora.

a) ¿Cuál es la masa del agua?
b) ¿Cuál es la temperatura final?
c) Determine el cambio en la entalpía total.
d) Muestre el proceso en un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación.

Respuestas: a) 49.85 kg, *b)* 133.55 °C, *c)* 130 627 kJ.

2-43E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 2 pies³ de agua líquida a 70 °F y 50 psia. Se transfiere calor al agua a presión constante hasta que todo el líquido se evapora.

a) ¿Cuál es la masa del agua?
b) ¿Cuál es la temperatura final?
c) Determine el cambio en la entalpía total.
d) Muestre el proceso en un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación.

2-44 Un recipiente rígido de 0.5 m³ contiene una mezcla de agua saturada de líquido-vapor a 100 °C. El agua se calienta hasta que alcanza el estado crítico. Determine la masa del agua líquida y el volumen ocupado por el líquido en el estado inicial. *Respuestas:* 158.28 kg, 0.165 m³.

2-44E Un recipiente rígido de 5 pies³ contiene una mezcla de agua saturada de líquido-vapor a 212 °F. El agua se calienta hasta que alcanza el estado crítico. Determine la masa del agua líquida y el volumen ocupado por el líquido en el estado inicial. *Respuestas:* 98.8 lbm, 1.65 pies³.

2-45 Determine el volumen específico, la energía interna y la entalpía de agua líquida comprimida a 100 °C y 15 MPa usando la aproximación del líquido saturado. Compare estos valores con los obtenidos en las tablas de líquido comprimido.

2-46 Un tanque rígido de 0.5 m³ contiene una mezcla saturada de refrigerante 12 a 200 kPa. Si el líquido saturado ocupa 10 por ciento del volumen, determine la calidad y la masa total del refrigerante en el tanque.

2-46E Un tanque rígido de 15 pies³ contiene una mezcla saturada de refrigerante 12 a 30 psia. Si el líquido saturado ocupa 10 por ciento del volumen, determine la calidad y la masa total del refrigerante en el tanque.

2-47 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.8 kg de vapor a 300 °C y 1 MPa. El vapor se enfría a presión constante hasta que la mitad de la masa se condensa.

a) Muestre el proceso sobre un diagrama *T-v*.
b) Encuentre la temperatura final.
c) Determine el cambio de volumen.

2-48 Un tanque rígido contiene vapor de agua a 300 °C y una presión desconocida. Cuando el tanque se enfría a 180 °C, el vapor empieza a condensarse. Estime la presión inicial en el tanque. *Respuesta:* 1.325 MPa.

2-48E Un tanque rígido contiene vapor de agua a 500 °F y una presión desconocida. Cuando el tanque se enfría a 400 °F, el vapor empieza a condensarse. Estime la presión inicial en el tanque. *Respuesta:* 285.7 psia.

Gas ideal

2-49C ¿Bajo qué condiciones la suposición de gas ideal es apropiada para gases reales?

2-50C ¿Cuál es la diferencia entre R y R_u? ¿Cómo se relacionan las dos?

2-51C ¿Cuál es la diferencia entre masa y masa molar? ¿Cómo se relacionan las dos?

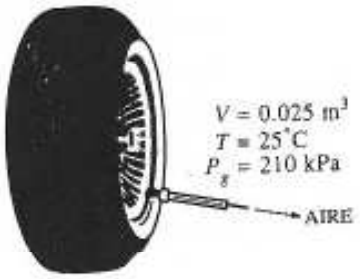


FIGURA P2-53

2-52 Un globo aerostático esférico con un diámetro de 6 m se llena con helio a 20 °C y 200 kPa. Determine el número de moles y la masa del helio en el globo. *Respuestas:* 9.28 kmol, 37.15 kg.

2-52E Un globo aerostático esférico con un diámetro de 25 pies se llena con helio a 70 °F y 30 psia. Determine el número de moles y la masa del helio en el globo. *Respuestas:* 43.16 lbmol, 172.6 lbm.

2-53 La presión en una llanta de automóvil depende de la temperatura del aire en la llanta. Cuando la temperatura del aire es 25 °C, el medidor de presión registra 210 kPa. Si el volumen de la llanta es 0.025 m³, determine el aumento de presión en la llanta cuando la temperatura del aire en su interior aumenta a 50 °C. También determine la cantidad de aire que debe sacarse para regresar la presión a su valor original a esta temperatura. Suponga que la presión atmosférica es 100 kPa.

2-54 El aire en una llanta de automóvil con un volumen de 0.015 m³ se encuentra a 30 °C y 150 kPa (manométrica). Determine la cantidad de aire que debe agregarse para elevar la presión al valor recomendado de 200 kPa (manométrica). Suponga que la presión atmosférica corresponde a 98 kPa y que la temperatura y el volumen permanecen constantes. *Respuesta:* 0.0086 kg.

2-54E El aire en una llanta de automóvil con un volumen de 0.53 pies³ se encuentra a 90 °F y 20 psig. Determine la cantidad de aire que debe agregarse para elevar la presión al valor recomendado de 30 psig. Suponga que la presión atmosférica corresponde a 14.6 psia y que la temperatura y el volumen permanecen constantes. *Respuesta:* 0.0260 lbm.

2-55 El medidor de presión en un tanque de oxígeno de 1.2 m³ registra 500 kPa. Determine la cantidad de oxígeno en el tanque si la temperatura es 24 °C y la presión atmosférica es 97 kPa.

2-55E El medidor de presión en un tanque de oxígeno de 30 pies³ registra 5 psig. Determine la cantidad de oxígeno en el tanque si la temperatura es 73 °F y la presión atmosférica es 14.6 psia.

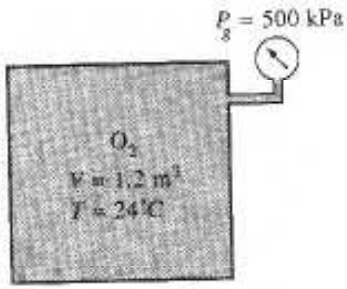


FIGURA P2-55

2-56 Un tanque rígido contiene 10 kg de aire a 150 kPa y 20 °C. Se añade más aire al tanque hasta que la presión y la temperatura aumentan a 250 kPa y 30 °C, respectivamente. Determine la cantidad de aire añadido al tanque. *Respuesta:* 6.12 kg.

2-56E Un tanque rígido contiene 20 lbm de aire a 20 psia y 70 °F. Se añade más aire al tanque hasta que aumenta la presión a 35 pisa y la temperatura a 90 °F. Determine la cantidad de aire añadido al tanque. *Respuesta:* 13.73 lbm.

2-57 Un tanque rígido de 800 L contiene 10 kg de aire a 25 °C. Determine la lectura en el medidor de presión si la presión atmosférica es de 97 kPa.

2-58 Un tanque de 1 m³ que contiene aire a 25 °C y 500 kPa se conecta, por medio de una válvula, a otro tanque que contiene 5 kg de aire a 35 °C y 200 kPa. Después se abre la válvula y se deja que todo el sistema alcance el equilibrio térmico de los alrededores que se encuentran a 20 °C. Determine el volumen del segundo tanque y la presión de equilibrio final del aire. *Respuesta:* 284.1 kPa.

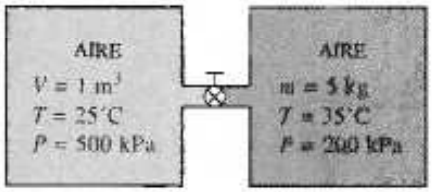


FIGURA P2-58

Factor de compresibilidad

2-59C ¿Cuál es el significado físico del factor de compresibilidad Z?

2-60C ¿Cuál es el principio de estados correspondientes?

2-61C ¿Qué son la presión reducida y la temperatura reducida?

2-62 Determine el volumen específico del vapor de agua sobrecalentado a 10 MPa y 400 °C, usando: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la carta de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de vapor. Determine también el error implicado en los dos primeros casos.

Respuestas: a) 0.03106 m³/kg, 17.6%; *b*) 0.02609 m³/kg, 1.2%; *c*) 0.02641 m³/kg.

2-62E Determine el volumen específico del vapor de agua sobrecalentado a 1500 psia y 600 F, usando: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la carta de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de vapor. También determine el error implicado en los primeros dos casos.

Respuestas: a) 0.4209 pies³/lbm, 49.5 %; *b*) 0.3073 pies³/lbm, 9.1 %; *c*) 0.2816 pies³/lbm.

2-63 Determine el volumen específico de vapor de refrigerante 12 a 1.4 MPa y 140 °C con base en: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la carta de compresibilidad generalizada y *c*) los datos experimentales de tablas. También determine el error en los dos primeros casos.

2-64 Determine el volumen específico de gas nitrógeno a 10 MPa y 150 K con base en: *a*) la ecuación de gas ideal y *b*) la carta de compresibilidad generalizada. Compare estos resultados con el valor experimental de 0.002388 m³/kg y determine el error en cada caso.

Respuestas: a) 0.004452 m³/kg, 86.4 %; *b*) 0.002404 m³/kg, 0.7%.

2-65 Determine el volumen específico de vapor de agua sobrecalentado a 1.6 MPa y 225 °C con base en: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la carta de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de vapor. Determine el error implicado en los dos primeros casos.

2-66 El refrigerante 12 a 1 MPa tiene un volumen específico de 0.01837 m^3/kg. Determine la temperatura del refrigerante con base en: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la carta de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de refrigerante.

2-66E El refrigerante 12 a 400 psia tiene un volumen específico de 0.113 $pies^3$/lbm. Determine la temperatura del refrigerante con base en: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la carta de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de refrigerante.

2-67 Un tanque de 0.014 m^3 contiene 1 kg de refrigerante 12 a 110 °C. Determine la presión del refrigerante, utilizando: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) el diagrama de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de refrigerante. *Respuestas: a*) 1.882 MPa, *b*) 1.604 MPa, *c*) 1.6 MPa.

2-68 Algunos afirman que el gas oxígeno a 160 K y 3 MPa puede tratarse como un gas ideal con un error menor al 10%. ¿Es válida esta afirmación?

2-68E Algunos sostienen que el gas oxígeno a 280 R y 300 psia puede tratarse como un gas ideal con un error menor al 10%. ¿Esta afirmación es válida?

2-69 ¿Cuál es el porcentaje de error implicado al tratar al dióxido de carbono a 3 MPa y 10 °C como un gas ideal? *Respuesta:* 25%.

2-70 ¿Cuál es el porcentaje de error implicado al tratar al dióxido de carbono a 5 MPa y 350 K como un gas ideal?

Otras ecuaciones de estado

2-71C ¿Cuál es el significado físico de las dos constantes que aparecen en la ecuación de estado de van der Waals? ¿De acuerdo con qué base se determinan?

2-72 Un tanque de 3.27 m^3 contiene 100 kg de nitrógeno a 225 K. Determine la presión en el tanque, empleando: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la ecuación de van der Waals y *c*) la ecuación de Beattie-Bridgeman. Compare sus resultados con el valor real de 2 000 kPa.

2-73 Un tanque de 1 m^3 contiene 2.841 kg de vapor a 0.6 MPa. Determine la temperatura del vapor, utilizando: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la ecuación de van der Waals y *c*) las tablas de vapor. *Respuestas: a*) 457.6 K, *b*) 465.9 K *c*) 473 K.

2-74 Refrigerante 12 a 0.7 MPa tiene un volumen específico de 0.0281 m^3/kg. Determine la temperatura del refrigerante con base en: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la ecuación de van der Waals y *c*) las tablas de refrigerante.

2-74E El refrigerante 12 a 100 psia tiene un volumen específico de 0.4556 pies³/lbm. Determine la temperatura del refrigerante con base en: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la ecuación de van der Waals y *c*) las tablas de refrigerante.

2-75 El nitrógeno a 150 K tiene un volumen específico de 0.041884 m³/kg. Determine la presión del nitrógeno, empleando: *a*) la ecuación de gas ideal y *b*) la ecuación de Beattie-Bridgeman. Compare sus resultados con el valor experimental de 1000 kPa.
Respuestas: a) 1063 kPa, *b*) 1000.4 kPa.

2-75E El nitrógeno a 350 R tiene un volumen específico de 0.115 pies³/lbm. Determine la presión del nitrógeno, empleando: *a*) la ecuación de gas ideal y *b*) la ecuación de Beattie-Bridgeman. Compare sus resultados con el valor experimental de 1000 psia.

Problemas de repaso

2-76 A pesar de que los globos aerostáticos existen desde 1783, cuando el primero de ellos surcó los cielos en Francia, un gran adelanto tuvo lugar en 1960 con el diseño del moderno globo de aire caliente llenado con un gas más económico como el propano y construido con un tejido de nailon muy ligero. Con el paso de los años, el vuelo en globo se ha vuelto un deporte y un pasatiempo para mucha gente. A diferencia de los globos que se llenan con gas helio ligero, los de aire caliente están abiertos a la atmósfera. Por tanto, la presión en ellos es siempre la misma que la presión atmosférica local y el globo nunca está en peligro de explotar.

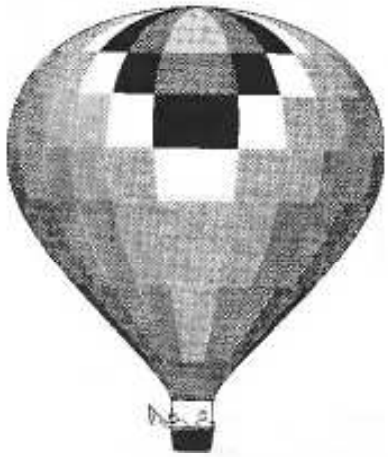


FIGURA P2-76
globo aerostático

Los diámetros de los globos aerostáticos de aire caliente varían de 15 a 25 m. El aire dentro del globo se calienta mediante un quemador de propano localizado en la parte superior de la canasta. Las flamas del quemador, que se dirigen hacia el interior del globo, calientan el aire elevando su temperatura en la parte superior del globo desde 65 °C a más de 120 °C. La temperatura del aire se mantiene en los niveles deseados encendiendo periódicamente el quemador de propano. La fuerza de flotación que empuja al globo hacia arriba es proporcional a la densidad del aire más frío exterior al globo y al volumen de éste y puede expresarse como

$$F_B = \rho_{\text{aire frío}}\, g V_{\text{globo}}$$

donde g es la aceleración gravitacional. Cuando la resistencia del aire es despreciable, se opone a la fuerza de flotación: 1) el peso del aire caliente en el globo, 2) el peso de la canasta, las cuerdas y el material del globo y 3) el peso de la gente y de otra carga en la canasta. El operador puede controlar la altura y el movimiento vertical del globo encendiendo el quemador o dejando que un poco del aire caliente en el globo escape y sea sustituido por aire frío. El movimiento hacia adelante del globo es proporcionado por los vientos.

Considere un globo de aire caliente de 20 m de diámetro que, junto a su canasta, tiene una masa de 80 kg cuando está vacío. Este globo se mantiene en el aire en un sitio donde la presión atmosférica y la temperatura son 90 kPa y 15 °C, respectivamente, mientras transporta a 3 personas de 65 kg. Determine la

temperatura promedio del aire en el globo. ¿Cuál sería su respuesta si la temperatura del aire atmosférico fuera 30 °C?

2-77 Considere un globo de aire caliente con 18 m de diámetro que, junto a su canasta, tiene una masa de 120 kg cuando está vacío. El aire en el globo, que en este caso transporta a 2 personas de 70 kg, se calienta con quemadores de propano en un sitio donde la presión y la temperatura atmosféricas son 93 kPa y 12 °C, respectivamente. Determine la temperatura promedio del aire en el globo, cuando éste comienza a elevarse. ¿Cuál sería su respuesta si la temperatura del aire atmosférico fuera 25 °C?

2-78 Se observa que el agua en una olla de presión hierve a 120 °C. ¿Cuál es la presión absoluta en la olla, en kPa?

2-78E Se observa que el agua en una olla de presión hierve a 250 °F. ¿Cuál es la presión absoluta en la olla, en psia?

2-79 Un tanque rígido con un volumen de 0.07 m³ contiene 1 kg de vapor de refrigerante 12 a 400 kPa. Después se deja enfriar al refrigerante 12. Determine la presión cuando el refrigerante empieza a condensarse. Muestre el proceso en un diagrama *P-v* respecto de las líneas de saturación.

2-79E Un tanque rígido con un volumen de 3 pies³ contiene 1 lbm de vapor de refrigerante 12 a 30 psia. El refrigerante 12 después se deja enfriar. Determine la presión cuando el refrigerante empieza a condensarse. Muestre el proceso en un diagrama *P-v* respecto de las líneas de saturación.

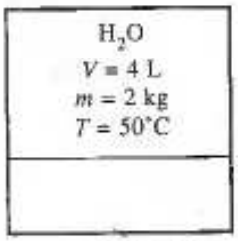


FIGURA P2-80

2-80 Un tanque rígido de 4 L contiene 2 kg de mezcla de agua saturada de líquido-vapor a 50 °C. El agua se calienta lentamente hasta que existe en una sola fase. En el estado final, ¿estará el agua en la fase líquida o en la de vapor? ¿Cuál sería su respuesta si el volumen del tanque fuera de 400 L en lugar de 4 L?

2-81 Una masa de 10 kg de refrigerante 12 sobrecalentado a 0.8 MPa y 40 °C se enfría a presión constante hasta que queda como un líquido comprimido a 20 °C.

a) Muestre el proceso en diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación.
b) Determine el cambio en el volumen.
c) Encuentre el cambio en la energía interna total.

Respuestas: b) –0.221 m³, *c)* –1333.7 kJ.

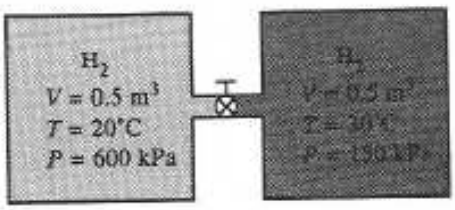


FIGURA P2-82

2-82 Un tanque rígido de 0.5 m³ que contiene hidrógeno a 20 °C y 600 kPa se conecta mediante una válvula a otro tanque rígido de 0.5 m³ con hidrógeno a 30 °C y 150 kPa. Después se abre la válvula y se deja que el sistema alcance el equilibrio térmico con los alrededores, que se encuentran a 15 °C. Determine la presión final en el tanque.

2-83 Un tanque de 20 m³ contiene nitrógeno a 25 °C y 800 kPa. Un poco de nitrógeno se deja escapar hasta que la presión en el tanque disminuye a 600 kPa. Si la temperatura en este punto es 20 °C, determine la cantidad de nitrógeno que ha escapado. *Respuesta:* 42.9 kg.

2-84 Vapor a 400 °C tiene un volumen específico de 0.02 m³/kg. Determine la presión del vapor con base en: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la carta de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de vapor.
Respuestas: a) 15 529 kPa, *b*) 12 591 kPa, *c*) 12 500 kPa.

2-85 Un tanque cuyo volumen se desconoce se divide en dos partes por medio de una separación. Un lado del tanque contiene 0.01 m³ de refrigerante 12 que es un líquido saturado a 0.8 MPa, en tanto que se vacía el otro lado. Después se elimina la separación y el refrigerante llena todo el tanque. Si el estado final del refrigerante es 25 °C y 200 kPa, determine el volumen del tanque. *Respuesta:* 0.26 m³.

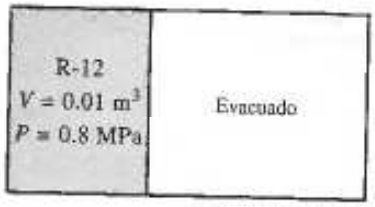


FIGURA P2-85

Problemas de computadora, de diseño y de ensayo

2-86 Escriba un programa de computadora para expresar $T_{sat} = f(P_{sat})$ para vapor como un polinomio de quinto grado donde la presión se mide en kPa y la temperatura en °C. Utilice los datos de la tabla A-4. ¿Cuál es la exactitud de esta ecuación?

2-87 Empleando la ecuación de Benedict-Webb-Rubin escriba un programa de computadora para determinar la presión de una sustancia a temperatura y volumen específico. Verifique su programa evaluando la presión de vapor en diez diferentes estados y compare los resultados con los valores tabulados.

2-88 Escriba un programa de computadora para determinar el volumen específico de una sustancia a temperatura y presión dadas, utilizando la ecuación de Beattie-Bridgeman. Verifique su programa evaluando el volumen específico de refrigerante 134o en diez diferentes estados y compare los resultados con los valores tabulados.

2-89 Un sólido absorbe calor cuando se funde, pero se conoce una excepción a temperatura cercana al cero absoluto. Descubra cuál es este sólido y brinde una explicación física para este fenómeno.

2-90 Se han propuesto numerosas ecuaciones de estado a lo largo de la historia. Escriba un ensayo acerca de dos ecuaciones de estado no presentadas en este capítulo, descríbalas con suficiente detalle y analice la exactitud y nivel de aplicabilidad de cada ecuación.

2-91 Es un hecho bien conocido que el agua se congela a 0 °C a presión atmosférica. Se dice que la mezcla de agua líquida y hielo a 0 °C está en equilibrio estable, puesto que no puede sufrir ningún cambio cuando se aísla de su entorno. Sin embargo, cuando el agua está libre de impurezas y las superficies internas del recipiente son lisas, la temperatura del agua puede bajar a –2 °C e incluso a valores inferiores sin ninguna formación de hielo a la presión atmosférica. Aunque en ese estado hasta una pequeña perturbación puede iniciar abruptamente la formación de hielo, y la temperatura del agua se estabiliza en 0 °C después de este repentino cambio. El agua a -2 °C se dice que está en un *estado metaestable*. Escriba un ensayo acerca de los estados metaestables y analice por qué difieren de los estados de equilibrio estables.

2-92 Con un termómetro mida la temperatura de ebullición del agua y calcule la presión de saturación correspondiente. A partir de esta información estime la altitud de su ciudad y compárela con el valor real.

Problemas de software

2-93 Repita el problema 2-25 empleando el *software* incluido en el libro.

2-93E Repita el problema 2-25E empleando el *software* incluido en el libro.

2-94 Repita el problema 2-26 empleando el *software* incluido en el libro.

2-94E Repita el problema 2-26E empleando el *software* incluido en el libro.

2-95 Repita el problema 2-27 empleando el *software* incluido en el libro.

2-96 Repita el problema 2-28 empleando el *software* incluido en el libro.

2-96E Repita el problema 2-28E empleando el *software* incluido en el libro.

2-97 Repita el problema 2-29 empleando el *software* incluido en el libro.

2-98 Repita el problema 2-30 empleando el *software* incluido en el libro.

2-98E Repita el problema 2-30E empleando el *software* incluido en el libro.

2-99 Repita el problema 2-31 empleando el *software* incluido en el libro.

2-100 Repita el problema 2-32 empleando el *software* incluido en el libro.

La primera ley de la termodinámica: sistemas cerrados

CAPÍTULO 3

La primera ley es un enunciado del principio de la conservación de la energía y afirma que la energía total es una propiedad termodinámica. Este capítulo presenta los conceptos de calor y de trabajo, y estudia varios modos de trabajo, incluso el trabajo de la frontera móvil. La relación entre la primera ley y los sistemas cerrados es desarrollada paso a paso. Se definen los calores específicos y se obtienen las relaciones entre la energía interna y la entalpía de gases ideales en términos de los calores específicos y la temperatura. Este planteamiento también se aplica a sólidos y líquidos que se aproximan como sustancias incompresibles.

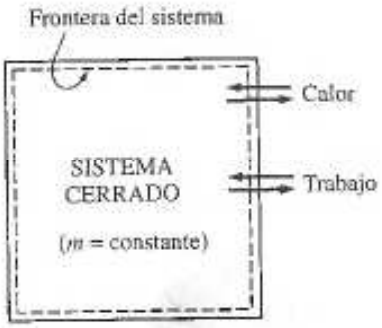


FIGURA 3-1
La energía puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado en la forma de calor y trabajo.

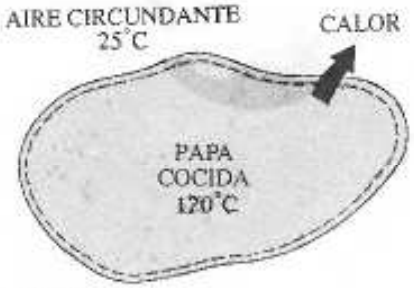


FIGURA 3-2
El calor se transfiere de los cuerpos calientes a los más fríos por efecto de una diferencia de temperatura.

3-1 ■ INTRODUCCIÓN A LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

En el capítulo 1 se apuntó que la energía no puede crearse ni destruirse; sólo puede transformarse. Este principio parte de observaciones experimentales y se conoce como la *primera ley de la termodinámica* o el *principio de conservación de la energía*. La primera ley puede establecerse del modo siguiente: Durante la interacción entre un sistema y sus alrededores, la cantidad de energía ganada por el sistema debe ser exactamente igual a la energía perdida por su entorno.

La energía cruza la frontera de un sistema cerrado en dos formas distintas: *calor* y *trabajo* (figura 3-1). Es importante distinguir entre estas dos formas de energía. En consecuencia se analizarán primero con el propósito de conformar una base sólida para el desarrollo de la primera ley de la termodinámica.

3-2 ■ TRANSFERENCIA DE CALOR

La experiencia permite saber que una lata de refresco fría dejada sobre una mesa tomará la temperatura ambiente a la larga y que una papa cocida caliente sobre la misma mesa se enfriará (figura 3-2). Cuando un cuerpo se deja en un medio que tiene una temperatura diferente, la transferencia de energía sucede entre el cuerpo y los alrededores hasta que se establece el equilibrio térmico, esto es, el cuerpo y los alrededores alcanzan la misma temperatura. La dirección de la transferencia de energía siempre es del cuerpo de temperatura más alta al de temperatura más baja. En el caso de la papa cocida, la energía saldrá de ésta hasta que se enfríe y llegue a la temperatura ambiente. Una vez que la igualdad de temperatura se establece, termina la transferencia de energía. En el proceso descrito, se afirma que la energía se ha transferido en la forma de calor.

El **calor** se define como *la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o un sistema y sus alrededores) debido a una diferencia de temperatura*. Una interacción de energía es calor sólo si ocurre debido a una diferencia de temperatura. De ello se deduce que no hay ninguna transferencia de calor entre dos sistemas que se encuentran a la misma temperatura.

En la vida diaria, se hace referencia a las formas sensible y latente de la energía térmica como *calor* y se habla del contenido de calor de los cuerpos. La termodinámica, sin embargo, se refiere a aquellas formas de energía como *energía térmica*, para evitar cualquier confusión con la *transferencia de calor*.

Varias frases que hoy día son de uso común como *flujo de calor, adición de calor, rechazo de calor, absorción de calor, remoción de calor, ganancia de calor, pérdida de calor, almacenamiento de calor, generación de calor, calentamiento eléctrico, calentamiento por resistencia, calentamiento por fricción, calentamiento por gas, calor de reacción, liberación de calor, calor específico, calor sensible, calor latente, calor de desecho, calor del cuerpo, calor de proceso, sumidero de calor* y *fuente de calor*, no son consistentes con el estricto significado termodinámico del término *calor*, el cual limita su uso a la *transferencia* de energía térmica durante un proceso. Sin embargo, estas frases tan enraizadas en el vocabulario, las emplean tanto la gente lega como los científi-

que haya ningún malentendido, ya que suelen interpretarse en su sentido apropiado en lugar de tomarse literalmente. (Además, no hay alternativas aceptables para algunas de estas frases.) Por ejemplo, se entiende que la frase *calor de cuerpo* significa el *contenido de energía térmica* de un cuerpo. Del mismo modo, por *flujo de calor* se entiende *la transferencia de energía térmica*, no el flujo de una sustancia similar a un fluido llamada *calor*, aunque esta última interpretación incorrecta en que se basa la teoría del calórico es el origen de esta frase. Asimismo la transferencia de calor hacia un sistema se conoce como *adición de calor* y la transferencia hacia afuera de un sistema como *rechazo de calor*. Tal vez existan razones termodinámicas para ser tan reacio a sustituir *calor* por *energía térmica*: requiere menos tiempo y energía decir, escribir y entender el término *calor* que el término *energía térmica*.

El calor es energía en transición, que se reconoce sólo cuando cruza la frontera de un sistema. Considere una vez más la papa frita caliente. La papa contiene energía, pero esta energía se convierte en transferencia de calor sólo cuando cruza la cáscara de la papa (la frontera del sistema) para alcanzar el aire, como muestra la figura 3-3. Una vez en los alrededores, el calor transferido se vuelve parte de la energía interna de los alrededores. De modo que en termodinámica el término *calor* significa, simplemente, *transferencia de calor*.

Un proceso durante el cual no hay transferencia térmica se denomina **proceso adiabático** (figura 3-4). El término *adiabático* proviene de la palabra griega *adiabatos* que significa *no dejar pasar*. Existen dos formas en las que un proceso puede ser adiabático: el sistema está bien aislado de modo que sólo una cantidad despreciable de calor cruza la frontera, o tanto el sistema como los alrededores tienen la misma temperatura y por ello no hay fuerza motriz (diferencia de temperatura) para la transferencia de calor. Un proceso adiabático no debe confundirse con un proceso isotérmico. Aun que no hay transferencia de calor durante un proceso adiabático, otros medios, como el trabajo, pueden cambiar el contenido de energía y en consecuencia la temperatura de un sistema.

Como una forma de energía, el calor tiene unidades de energía, siendo el kJ (o Btu) una de las más comunes. La cantidad de calor transferida durante el proceso entre dos estados (estados 1 y 2) se expresa por medio de Q_{12}, o sólo Q. La transferencia de calor *por unidad de masa* de un sistema se denota por medio de q y se determina de

$$q = \frac{Q}{m} \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{3-1}$$

En ocasiones es mejor conocer la *tasa de transferencia de calor* (cantidad de calor transferida por unidad de tiempo) en lugar del calor total transferido durante cierto intervalo de tiempo (figura 3-5). La tasa de transferencia de calor se denota con $\dot{Q}$, donde el punto significa derivada respecto del tiempo, o "por unidad de tiempo". La tasa de transferencia de calor $\dot{Q}$ tiene la unidad kJ/s, que es equivalente a kW. Cuando $\dot{Q}$ varía con el tiempo, la cantidad de transferencia de calor durante un proceso se determina integrando $\dot{Q}$ sobre el intervalo de tiempo del proceso:

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}\, dt \qquad \text{(kJ)} \tag{3-2}$$

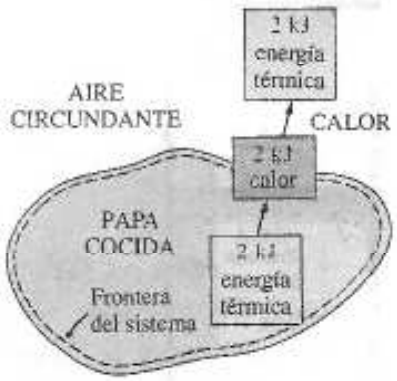


FIGURA 3-3
La energía se reconoce como calor sólo cuando cruza la frontera del sistema.



FIGURA 3-4
Durante un proceso adiabático, un sistema no intercambia calor con sus alrededores.

kJ/s = kW

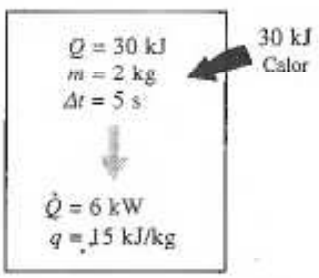


FIGURA 3-5
Las relaciones entre q, Q y $\dot{Q}$.

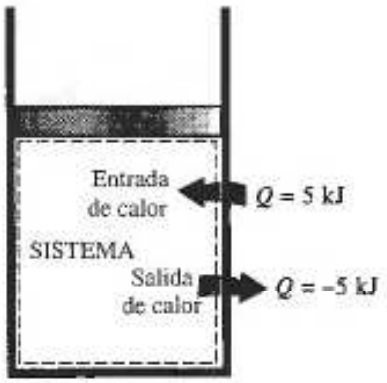


FIGURA 3-6
Convención de signos para el calor: *positivo* si es hacia el sistema, *negativo* si es desde el sistema.



FIGURA 3-7
En el siglo XIX se pensaba que el calor era un fluido invisible llamado *calórico* que fluía de los cuerpos calientes a los más fríos

Cuando $\dot{Q}$ permanece constante durante un proceso, la relación anterior se reduce a

$$Q = \dot{Q}\,\Delta t \qquad \text{(kJ)} \tag{3-3}$$

donde $\Delta t = t_2 - t_1$ es el intervalo de tiempo durante el cual sucede el proceso.

El calor es una cantidad direccional, de modo que la ecuación $Q = 5$ kJ no dice nada acerca de la dirección del flujo de calor, a menos que se adopte un **signo convencional**. El signo convencional universalmente aceptado para el calor es el siguiente: *la transferencia de calor hacia un sistema es positiva y la transferencia de calor desde un sistema es negativa* (figura 3-6); cualquier transferencia de calor que incremente la energía de un sistema es positiva y cualquier transferencia de calor que disminuya la energía de un sistema es negativa.

Antecedentes históricos

Al calor siempre se le percibió como algo que producía una sensación caliente por lo que es fácil pensar que la naturaleza del calor es una de las primeras cosas entendidas por la humanidad. Pero no fue sino hasta la mitad del siglo XIX que hubo una verdadera comprensión física de la naturaleza del calor, gracias al desarrollo de la **teoría cinética**, la cual trata a las moléculas como diminutas bolas que se encuentran en movimiento y que por ello poseen energía cinética. Entonces el calor se define por la energía asociada al movimiento aleatorio de átomos y moléculas.

Aunque, en el siglo XVIII y a principios del XIX, se sugirió que el calor es la manifestación del movimiento a nivel molecular (llamado la *fuerza viva*), la idea prevaleciente del calor hasta la mitad del siglo XIX se basó en la **teoría del calórico** que fue propuesta por el químico francés Antoine Lavoisier (1743-1794) en 1789. La teoría del calórico sostiene que el calor es una sustancia similar a un fluido llamada **calórico** que no tiene masa, es incolora, inodora e insabora y que puede pasar de un cuerpo a otro (figura 3-7). Cuando se añadía calórico a un cuerpo, su temperatura aumentaba; cuando se extraía calórico de un cuerpo, su temperatura disminuía. Cuando un cuerpo ya no podía contener más calórico, de modo similar a cuando un vaso de agua no puede disolver un grano más de sal o azúcar, se decía que el cuerpo estaba *saturado* con calórico. Esta interpretación dio lugar a los términos *líquido saturado* y *vapor saturado* aún en uso hoy día.

La teoría del calórico experimentó ataques inmediatamente después de su aparición. Sostenía que el calor es una sustancia, que no puede crearse o destruirse. Sin embargo, se sabía que es posible generar calor de modo indefinido frotando nuestras manos o dos leños entre sí. En 1798, el estadounidense Benjamin Thompson (conde de Rumford) (1753-1814) demostró en sus artículos que el calor podía generarse en forma continua por medio de fricción. La validez de la teoría del calórico fue puesta en duda por otros. Pero fueron los cuidadosos experimentos del inglés James P. Joule (1818-1889) publicados en 1843, los que convencieron a los escépticos de que el calor no era una sustancia después de todo y pusieron a la teoría del calórico a descansar. A pesar de que la teoría del calórico se abandonó a mediados del siglo XIX, contribuyó en forma considerable al desarrollo de la termodinámica.

Modos de transferencia de calor

El calor se transfiere en tres diferentes maneras: *conducción, convección y radiación*. Un estudio detallado de la transferencia de calor se deja para un curso de transferencia térmica aplicada a la ingeniería. A continuación se presenta una breve descripción de cada uno de los modos, para familiarizar al lector con los mecanismos básicos de la transferencia del calor. Todos ellos requieren de la existencia de una diferencia de temperatura y se presentan de un medio de alta temperatura a uno de temperatura menor.

La **conducción** es la transferencia de energía de partículas más energéticas de una sustancia a las adyacentes menos energéticas, debido a las interacciones entre ellas. La conducción sucede en sólidos, líquidos o gases. En los gases y en los líquidos, la conducción se debe a las colisiones entre las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de vibraciones de las moléculas de una estructura y a la energía transportada por electrones libres. Por ejemplo, una bebida enlatada fría que está en un cuarto caliente se calentará, a medida que pase el tiempo, hasta la temperatura ambiente, esto se debe a que el calor del cuarto se transfiere a la bebida mediante de la lata de aluminio por conducción (figura 3-8).

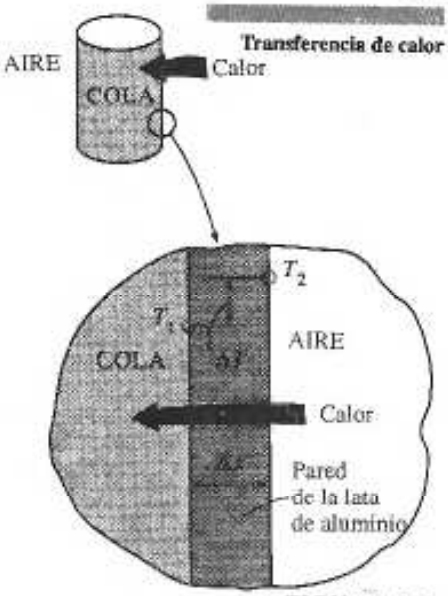


FIGURA 3-8
Conducción de calor del aire caliente a la bebida enlatada fría a través de la pared de la lata de aluminio.

Se observa que la tasa de conducción de calor, $\dot{Q}_{cond}$, mediante una capa de espesor constante, Δx, es proporcional a la diferencia de temperatura, ΔT, a través de la capa y el área, A, normal a la dirección de la transferencia de calor, e inversamente proporcional al espesor de la capa. Por tanto

$$\dot{Q}_{cond} = k_t A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad \text{(W)} \tag{3-4}$$

donde la constante de proporcionalidad k_t es la *conductividad térmica* del material, la cual es una medida de la capacidad de un material para conducir calor (tabla 3-1). Materiales como el cobre y la plata que son buenos conductores eléctricos también son buenos conductores de calor y, en consecuencia, tienen altos valores de k_t. Los materiales como el caucho, la madera y el estireno son malos conductores de calor y por ello tienen valores bajos de k_t.

En el caso límite de $\Delta x \to 0$, la ecuación anterior se reduce a la forma diferencial

$$\dot{Q}_{cond} = -k_t A \frac{dT}{dx} \quad \text{(W)} \tag{3-5}$$

la cual se conoce como **ley de Fourier** de la conducción de calor. Ella indica que la tasa de conducción de calor en una dirección es proporcional al *gradiente de temperatura* en esa dirección. El calor se conduce en la dirección de la temperatura decreciente, y el gradiente de temperatura se vuelve negativo cuando la temperatura disminuye al aumentar x. Por consiguiente, se añade un signo negativo en la ecuación 3-5 para hacer de la transferencia térmica una cantidad positiva en la dirección de las x positivas.

La temperatura es una medida de la energía cinética de las moléculas. En un líquido o gas, la energía cinética de las moléculas se debe a su movimiento aleatorio, así como a los movimientos vibratorio y rotacional. Cuando dos moléculas que poseen diferente energía cinética chocan, parte de la energía cinética de la molécula más energética (mayor temperatura) se transfiere a la partícula menos energética (menor temperatura), de manera muy similar a lo que sucede

TABLA 3-1
Conductividad térmica de algunos materiales en condiciones ambientales normales

Material	Conductividad térmica W(m · K)
Diamante	2 300
Plata	429
Cobre	401
Oro	317
Aluminio	237
Hierro	80.2
Mercurio (ℓ)	8.54
Vidrio	1.4
Ladrillo	0.72
Agua (ℓ)	0.613
Piel humana	0.37
Madera (roble)	0.17
Helio (g)	0.152
Caucho blando	0.13
Refrigerante 12 (ℓ)	0.072
Fibra de vidrio	0.043
Aire (g)	0.026
Uretano, esponja rígida	0.026

en el choque a diferentes velocidades de dos bolas elásticas de la misma masa, parte de la energía cinética de la bola más rápida se transfiere a la más lenta.

En los sólidos la conducción de calor se debe a dos efectos: las ondas vibratorias de la estructura son inducidas por movimientos vibratorios provenientes de las moléculas situadas en posiciones relativamente fijas, en una forma periódica llamada estructura, y por la energía transportada mediante el flujo libre de los electrones en el sólido. La conductividad térmica de un sólido se obtiene sumando los componentes electrónicos y de la estructura. La conductividad térmica en metales puros se debe primordialmente al componente electrónico, en tanto que la conductividad térmica de no metales se debe al componente de la estructura. El componente de la estructura en la conductividad térmica, depende en gran parte de cómo están arregladas las moléculas. Por ejemplo, la conductividad térmica del diamante, que es un sólido cristalino altamente ordenado, es mucho más alta que las conductividades térmicas de metales puros, como puede verse en la tabla 3-1.

La **convección** es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o gas adyacente que está en movimiento, e implica los efectos combinados de la *conducción* y del *movimiento de un fluido*. Cuanto mayor es el movimiento de un fluido, tanto mayor es la transferencia de calor por convección. Ante la ausencia de cualquier movimiento del fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente se da mediante conducción pura. La presencia de movimiento en el fluido incrementa la transferencia térmica entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las tasas de transferencia de calor.

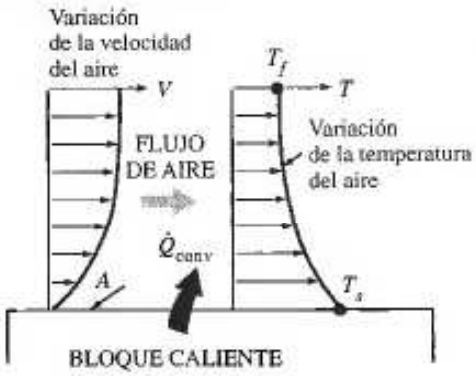


FIGURA 3-9
Transferencia de calor de una superficie caliente al aire por medio de convección.

Considere el enfriamiento de un bloque caliente mediante la circulación de aire frío sobre su superficie exterior (figura 3-9). El calor se transfiere a la capa de aire adyacente a la superficie por medio de la conducción. Entonces, el calor es llevado fuera de la superficie por convección. Esto es, por los efectos combinados de la conducción dentro del aire que se debe al movimiento aleatorio de las moléculas del mismo, y el movimiento en masa o macroscópico del aire que separa el aire calentado cerca de la superficie y lo sustituye por aire más frío.

La convección se llama *convección forzada* cuando el fluido es *forzado* a fluir en un tubo o sobre una superficie por medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. En contraste, la convección se llama *convección libre* (o *natural*) si el movimiento del fluido es provocado por las fuerzas de flotación que son inducidas por diferencias de densidad, producto de la variación de la temperatura en el fluido (figura 3-10). Por ejemplo, ante la ausencia de un ventilador, la transferencia de calor de una superficie al bloque caliente de la figura 3-9, será por convección natural, puesto que en este caso ningún movimiento en el aire se debe a la elevación del aire más caliente (y por ello más ligero) cercano a la superficie y a la caída del aire más frío (y por ello más pesado) para ocupar su lugar. La transferencia de calor entre el bloque y el aire circundante se efectuará mediante conducción, si la diferencia de temperatura entre el aire y el bloque no es lo suficientemente grande para superar la resistencia al movimiento del aire e iniciar de ese modo las corrientes de convección natural.

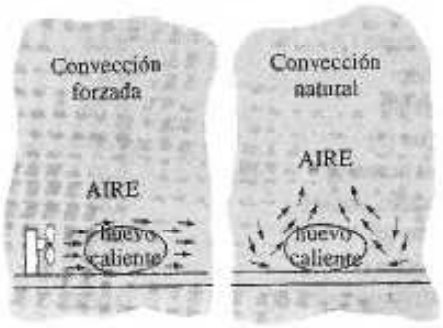


FIGURA 3-10
El enfriamiento de un huevo cocido mediante convección forzada y natural.

Los procesos de transferencia de calor que implican *cambio de fase* de un fluido, también se consideran como convección debido al movimiento inducido

del fluido durante el proceso, como la elevación de las burbujas de vapor durante la *ebullición* o la caída de gotas líquidas durante la *condensación*.

La tasa de transferencia de calor por convección $\dot{Q}_{conv}$ se determina por la **ley de enfriamiento de Newton**, la cual se expresa como

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_f) \quad \text{(W)} \tag{3-6}$$

donde h es el *coeficiente de transferencia de calor por convección*, A es el área de la superficie mediante la cual ocurre la transferencia térmica, T_s es la temperatura de la superficie y T_f es la temperatura del fluido más allá de la superficie. (En la superficie, la temperatura del fluido es igual a la temperatura superficial del sólido.)

El coeficiente de transferencia de calor por convección h no es una propiedad del fluido. Es un parámetro determinado experimentalmente, cuyo valor depende de todas las variables que influyen en la convección, como la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades del fluido y la velocidad del fluido. Los valores comunes de h, en W/(m^2 · K), oscilan entre 2 y 25 para la convección libre de gases, entre 50 y 1 000 para la convección libre de líquidos, entre 25 y 250 para la convección forzada de gases, entre 50 y 20 000 para la convección forzada de líquidos y entre 2 500 y 100 000 para la convección en procesos de ebullición y condensación.

La **radiación** es la energía emitida por la materia mediante ondas electromagnéticas (o fotones), como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y de la convección, la transferencia de energía por radiación no requiere la presencia de un medio entre el sistema y sus alrededores. En efecto, la transferencia de energía por radiación es más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en el vacío. Ésta es exactamente la manera en que la energía del sol llega a la Tierra.

En los estudios de transferencia de calor es importante la *radiación térmica*, la cual es la forma de la radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura. Difiere de otras formas de radiación electromagnética como los rayos X, los rayos gama, las microondas, las ondas de radio y las de televisión, las cuales no se relacionan con la temperatura. Todos los cuerpos a una temperatura por encima del cero absoluto emiten radiación térmica.

La radiación es un *fenómeno volumétrico* y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados. Sin embargo, la radiación suele considerarse como un *fenómeno superficial* en sólidos que son opacos a la radiación térmica, como los metales, la madera y las rocas, ya que la radiación emitida por las regiones internas de dichos materiales nunca pueden alcanzar la superficie, y la radiación incidente en tales cuerpos suele ser absorbida a unos cuantos micrones de la superficie.

La tasa de radiación máxima que puede emitirse desde una superficie a una temperatura *absoluta* T_s está dada por *ley de Stefan-Boltzmann* como

$$\dot{Q}_{emit,max} = \sigma A T_s^4 \quad \text{(W)} \tag{3-7}$$

donde A es el área de la superficie y $(\sigma) = 5.67 \times 10^{-8}$ W/(m^2 · K^4) es la *constante de Stefan-Boltzmann*. La superficie idealizada que emite radiación a esta tasa máxima recibe el nombre de **cuerpo negro**, y la radiación emitida por un cuerpo negro se llama *radiación de cuerpo negro*. La radiación emitida por todas las

TABLA 3-2
Emisividad de algunos materiales a 300 K

Material	Emisividad
Hoja de aluminio	0.07
Aluminio anodizado	0.82
Cobre pulido	0.03
Oro pulido	0.03
Plata pulida	0.02
Acero inoxidable pulido	0.17
Pintura negra	0.98
Pintura blanca	0.90
Papel blanco	0.92-0.97
Pavimento de asfalto	0.85-0.93
Ladrillo rojo	0.93-0.96
Piel humana	0.95
Madera	0.82-0.92
Suelo	0.93-0.96
Agua	0.96
Vegetación	0.92-0.96

superficies *reales* es menor que la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como

$$\dot{Q}_{\text{emit}} = \epsilon\sigma A T_s^4 \quad \text{(W)} \tag{3-8}$$

donde ε es la *emisividad* de la superficie. La propiedad de emisividad, cuyo valor está en el intervalo $0 \le \varepsilon \le 1$, es una medida de lo cerca que una superficie se aproxima a un cuerpo negro, para el cual $\varepsilon = 1$. Las emisividades de algunas superficies se presentan en la tabla 3-2.

Otra propiedad importante de la radiación de una superficie es su absorbencia, α, que es la fracción de energía de la radiación incidente sobre una superficie que ésta absorbe. Al igual que la emisividad, su valor está en el intervalo $0 \le \alpha \le 1$. Un cuerpo negro absorbe toda la radiación que incide sobre él. Esto es, un cuerpo negro es tanto un absorbedor perfecto ($\alpha = 1$) como un emisor perfecto.

En general, tanto los valores de ε como de α de una superficie dependen de la temperatura y de la longitud de onda de la radiación. La **ley de Kirchhoff** de la radiación establece que la emisividad y la absorbencia de una superficie son iguales a la misma temperatura y longitud de onda. En la mayor parte de las aplicaciones prácticas, se ignora la dependencia de ε y α de la temperatura y la longitud de onda, y la absorbencia promedio de la superficie se considera igual a su emisividad promedio. La tasa a la cual una superficie absorbe radiación se determina de (figura 3-11)

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \alpha \dot{Q}_{\text{inc}} \quad \text{(W)} \tag{3-9}$$

donde $\dot{Q}_{\text{inc}}$ es la tasa a la cual la radiación incide sobre la superficie y α es la absorbencia de la superficie. En superficies opacas (no transparentes), la porción de la radiación incidente que no absorbe la superficie se refleja.

La diferencia entre las tasas de radiación emitida por la superficie y la radiación absorbida es la transferencia de calor por radiación *neta*. Si la tasa de absorción de radiación es mayor que la tasa de emisión de radiación, se dice que la superficie está *ganando* energía por radiación. De otro modo, se afirma que la superficie está *perdiendo* energía por radiación. En general, determinar la tasa neta de transferencia de calor por radiación entre dos superficies es una materia complicada, porque depende de las propiedades de las superficies, la orientación relativa entre ellas y la interacción del medio entre las superficies con la radiación. Sin embargo, en el caso especial de una superficie relativamente pequeña de emisividad ε y de área de la superficie A a temperatura *absoluta* T_s, que está completamente encerrada por una superficie mucho más grande a temperatura *absoluta* T_{alr} separada por un gas (como el aire) que no interacciona con la radiación (esto es, la cantidad de radiación emitida, absorbida o dispersada por el medio es despreciable), la tasa neta de transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se determina a partir de (figura 3-12)

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \epsilon\sigma A(T_s^4 - T_{\text{surr}}^4) \quad \text{(W)} \tag{3-10}$$

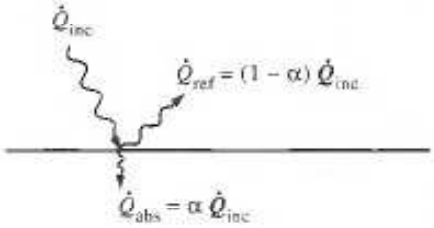


FIGURA 3-11
La absorción de la radiación incidente sobre una superficie opaca de absorbencia α.



FIGURA 3-12
Transferencia de calor por radiación entre un cuerpo y las superficies internas de un recinto mucho más grande que lo rodea.

En este caso especial, la emisividad y el área de la superficie circundante no tienen ningún efecto en la transferencia de calor por radiación neta.

EJEMPLO 3-1

Considere a una persona desnuda que se encuentra en un cuarto a 20°C. Determine la tasa de transferencia de calor total desde esta persona, si el área de la superficie expuesta y la temperatura de la piel de la persona son 1.6 m^2 y 34°C, cada una, y el coeficiente de transferencia de calor por convección es 6 W/(m^2 · °C) (figura 3-13).

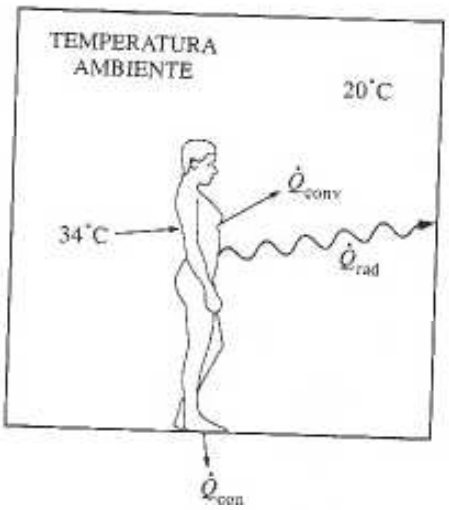


FIGURA 3-13
Transferencia de calor de la persona descrita en el ejemplo 3-1.

Solución La transferencia de calor entre la persona y el aire en el cuarto será por convección (en vez de conducción) puesto que es concebible que el aire en la vecindad de la piel se calentará y ascenderá como resultado de la transferencia térmica del cuerpo, iniciando corrientes de convección naturales. Parece ser que el valor determinado experimentalmente para la tasa de transferencia de calor por convección, en este caso, es de 6 W por unidad de área de superficie (m^2) por unidad de diferencia de temperatura (en K o °C) entre la piel y el aire que se aleja del cuerpo. De modo que la tasa de transferencia de calor por convección del cuerpo al aire en el cuarto es, de la ecuación 3-6,

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{conv} &= hA(T_s - T_f)\\ &= [6\ \text{W/(m}^2\cdot\text{°C)}](1.6\ \text{m}^2)(34 - 20)\text{°C}\\ &= 134.4\ \text{W}\end{aligned}$$

El cuerpo también perderá calor por radiación hacia las superficies de las paredes circundantes. Para simplificar, considere iguales las temperaturas de las superficies de las paredes, el techo y el piso a la temperatura del aire en este caso, pero observe que esto no es necesariamente correcto. Estas superficies pueden estar a una temperatura mayor o menor que la temperatura promedio del aire del cuarto, dependiendo de las condiciones exteriores y de la estructura de las paredes. Si considera que el aire no interactúa con la radiación y el cuerpo está completamente encerrado por las superficies que lo rodean, la tasa neta de transferencia de calor por radiación del cuerpo a las paredes circundantes, el techo y el piso es, de acuerdo con la ecuación 3-10,

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{rad} &= \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{alred}^4)\\ &= (0.95)[5.67\times10^{-8}\ \text{W/(m}^2\cdot\text{K}^4)](1.6\ \text{m}^2)[(34+273)^4 - (20+273)^4]\text{K}^4\\ &= 130.4\ \text{W}\end{aligned}$$

Advierta que debe usar temperaturas *absolutas* en los cálculos de radiación. Además, utilice el valor de emisividad para la piel a temperatura ambiente, porque espera que esta propiedad no cambie de manera considerable a una temperatura ligeramente más alta.

Así la tasa de transferencia de calor total del cuerpo se determina al sumar estas dos cantidades y como resultado se obtiene

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = (134.4 + 130.4)\,W = 264.8\,W$$

La transferencia de calor sería mucho menor si la persona hubiera estado vestida. Es por ello que una importante función de la ropa es servir como una barrera (aislante) contra la transferencia de calor.

En los cálculos anteriores se despreció la transferencia de calor por conducción que se da de los pies hacia el piso, que suele ser muy pequeña. En este caso no se consideró la transferencia de calor desde la piel por la transpiración, la cual es el modo dominante de transferencia de calor en ambientes calientes.

3-3 ■ TRABAJO

Al igual que el calor, el trabajo es una interacción de energía entre un sistema y sus alrededores. Como se señaló, la energía es capaz de cruzar la frontera de un sistema cerrado en la forma de calor o trabajo. En consecuencia, *si la energía que cruza la frontera de un sistema cerrado no es calor, debe ser trabajo*. El calor es fácil de reconocer: la fuerza que lo posibilita es una diferencia de temperatura entre el sistema y sus alrededores. Entonces es posible afirmar, con cierta simplicidad, que una interacción de energía no provocada por una diferencia de temperatura entre un sistema y sus alrededores, es trabajo. De manera más específica, *el trabajo es la transferencia de energía asociada con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia*. La elevación de un émbolo, un eje que gira y un alambre eléctrico que cruzan las frontera del sistema son casos asociados con interacciones de trabajo.

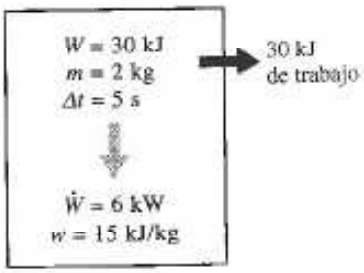


FIGURA 3-14
Las relaciones entre w, W y $\dot{W}$.

El trabajo es también una forma de energía como el calor y, en consecuencia, tiene unidades de energía como kJ. El trabajo efectuado durante un proceso entre los estados 1 y 2 se denota W_{12}, o aun más simple W. El trabajo realizado *por unidad de masa* de un sistema se denota w y se define como

$$w = \frac{W}{m} \quad (kJ/kg) \tag{3-11}$$

El trabajo realizado *por unidad de tiempo* es **potencia** y se denota $\dot{W}$ (figura 3-14). La unidad de potencia es kJ/s o kW.

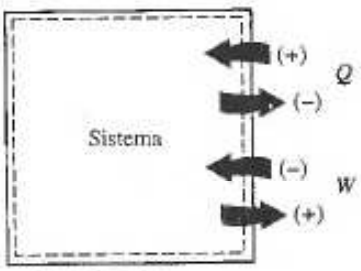


FIGURA 3-15
Convención de signos para el calor y el trabajo.

La producción de trabajo mediante un sistema es considerado un efecto positivo y deseable y el consumo de trabajo un efecto negativo indeseable. La convención de signos para el trabajo adoptada en este texto refleja esta filosofía: *el trabajo realizado por un sistema es positivo y el trabajo efectuado sobre un sistema es negativo* (figura 3-15). Por tanto, el trabajo producido por motores de automóviles, turbinas hidráulicas, de vapor o de gas es positivo, y el trabajo consumido por compresores, bombas y mezcladores es negativo. El trabajo *producido* por un sistema durante un proceso es positivo, y el trabajo *consumido* es negativo. Es necesario observar que la energía de un sistema disminuye cuando realiza trabajo y aumenta cuando el trabajo se efectúa sobre él. Debe recordarse que ciertos textos utilizan la convención de signos opuesta para el trabajo.

Algunas veces son los identificadores *entrada* y *salida* los que indican la dirección de cualquier interacción de calor o de trabajo, en lugar de los signos negativo y positivo. La transferencia de calor a un sistema se expresa Q_{en}, y la transferencia de calor desde un sistema, Q_{sal}. Una pérdida de calor de 5 kJ puede expresarse como $Q = -5$ kJ o $Q_{sal} = 5$ kJ. Del mismo modo, una salida de trabajo de 5 kJ es $W = 5$ kJ o $W_{sal} = 5$ kJ. Al manejar dispositivos que consumen trabajo —compresores y bombas— el signo negativo asociado con el término trabajo puede evitarse si habla de entrada de trabajo (o potencia) en lugar de trabajo efectuado (por ejemplo, $\dot{W}_{en} = 2$ kW en lugar de $\dot{W} = -2$ kW).

La transferencia de calor y de trabajo son *interacciones* entre un sistema y sus alrededores y hay muchas similitudes entre los dos:

1 Ambos se reconocen cuando cruzan las fronteras del sistema. Tanto la transferencia de calor como el trabajo son fenómenos de *frontera*.

2 Los sistemas poseen energía, pero no transferencia de calor o trabajo. La transferencia de calor y el trabajo son fenómenos *transitorios*.

3 Ambos se asocian con un *proceso*, no con un estado. A diferencia de las propiedades, la transferencia de calor o de trabajo no tiene significado en un estado.

4 Ambos son *funciones de la trayectoria* (sus magnitudes dependen de la trayectoria seguida durante un proceso, así como de los estados extremos).

Las **funciones de la trayectoria** tienen **diferenciales inexactas**, designadas mediante el símbolo δ. En consecuencia, una cantidad diferencial de calor o trabajo se representa mediante δQ o δW, según el caso, en lugar de dQ o dW. Sin embargo, las propiedades son **funciones de punto** (sólo dependen del estado y no de cómo el sistema llega a ese estado) y tienen **diferenciales exactas** designadas por el símbolo d. Un pequeño cambio en el volumen, por ejemplo, es representado por dV y el cambio de volumen total durante un proceso entre los estados 1 y 2 es

$$\int_1^2 dV = V_2 - V_1 = \Delta V$$

El cambio de volumen durante el proceso 1-2 siempre es el volumen en el estado 2 menos el volumen en el estado 1, sin importar la trayectoria seguida (figura 3-16). Sin embargo, el trabajo total realizado durante el proceso 1-2 es

$$\int_1^2 \delta W = W_{12} \qquad (no\ \Delta W)$$

El trabajo total se obtiene de seguir la trayectoria del proceso y añadir las cantidades diferenciales de trabajo (δW) efectuadas a lo largo del trayecto. La integral de δW *no es* $W_2 - W_1$ (el trabajo en el estado 2 menos en el trabajo en el estado 1), lo cual no tiene sentido puesto que el trabajo no es una propiedad y los sistemas no poseen trabajo en un estado).

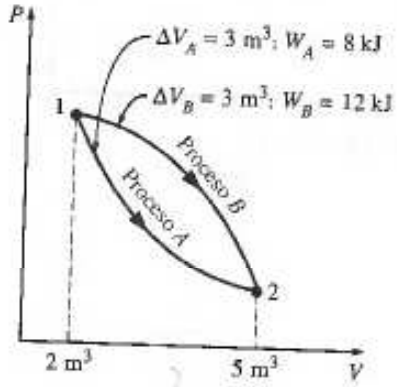


FIGURA 3-16
Las propiedades son funciones puntuales; pero el calor y el trabajo son funciones de la trayectoria (sus magnitudes dependen de la trayectoria seguida).

EJEMPLO 3-2

Hay una vela encendida en un cuarto bien aislado. Considere al cuarto (el aire más la vela) como el sistema y determine *a)* si hay alguna transferencia de calor durante el proceso en que se consume la vela y *b)* si hay algún cambio en la energía interna del sistema.



FIGURA 3-17
Dibujo para el ejemplo 3-2.

Solución *a)* Las superficies interiores del cuarto forman la frontera del sistema, como indican las líneas punteadas en la figura 3-17. Como se señaló es el calor reconocido cuando cruza las fronteras. Puesto que el cuarto está bien aislado, forma un sistema adiabático y nada de calor pasará por las fronteras. Por consiguiente, $Q = 0$ en este proceso.

b) Como se indicó en el capítulo 1, la energía interna es manifiesta en formas diversas (sensible, latente, química, nuclear). También, durante el proceso descrito, se apuntó que parte de la energía química se convierte en energía sensible. Esto es, parte de la energía interna del sistema cambia de una forma a otra. Como no hay aumento o disminución en la energía interna total del sistema, $\Delta U = 0$ en este proceso.

EJEMPLO 3-3

Una papa a temperatura ambiente (25°C) va a ser cocida en un horno que se mantiene a 200°C, como muestra la figura 3-18. ¿Hay alguna transferencia de calor durante el proceso de cocimiento?

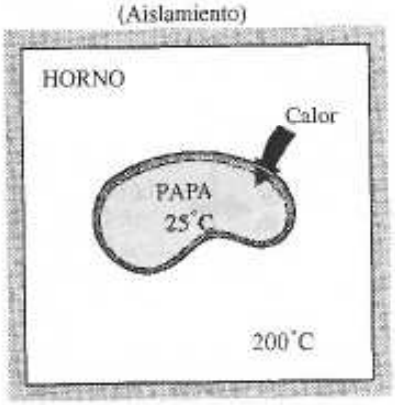


FIGURA 3-18
Dibujo para el ejemplo 3-3.

Solución El problema no ha sido bien planteado, puesto que no se especifica el sistema. Suponga que observa la papa, que es el sistema. Entonces considere la cáscara de la papa como la frontera del sistema. Parte de la energía en el horno pasará a través de la cáscara. Puesto que la fuerza que acciona esta transferencia de energía es la diferencia de temperatura, éste es un proceso de transferencia de calor.

EJEMPLO 3-4

Un horno eléctrico bien aislado se está calentando por medio de su elemento calefactor. Si el horno completo, con el elemento calefactor, se toma como el sistema, determine si hay una interacción de calor o de trabajo.

Solución Las superficies interiores del horno forman la frontera del sistema, como muestra la figura 3-19. Es evidente que el contenido de energía del horno aumenta durante el proceso, como lo prueba el aumento en la temperatura. Esta transferencia de energía hacia el horno no resulta de la diferencia de temperatura entre él y el aire circundante. La provocan partículas cargadas negativamente, llamadas *electrones*, que al cruzar la frontera del sistema efectúan ese trabajo. Por tanto, es una interacción de trabajo.



FIGURA 3-19
Dibujo para el ejemplo 3-4.

EJEMPLO 3-5

Responda la pregunta del ejemplo 3-4, si el sistema se considera sólo como el aire en el horno sin elemento calefactor.

Solución Esta vez la frontera del sistema incluirá la superficie exterior del elemento calefactor y no lo cruzará, como muestra la figura 3-20. En consecuencia, ningún electrón cruzará la frontera del sistema. En vez de eso, la energía generada en el interior del elemento calefactor será transferida al aire alrededor de él, debido a la diferencia de temperatura entre el elemento calefactor y el aire en el horno. Por tanto, es un proceso de transferencia de calor.



FIGURA 3-20
Dibujo para el ejemplo 3-5.

En ambos casos la cantidad de energía transferida al aire es la misma. Ambos ejemplos muestran que una interacción de energía puede ser calor o trabajo; depende de qué sistema se elija.

Trabajo eléctrico

El ejemplo 3-4 muestra que al cruzar los electrones la frontera del sistema realizan trabajo eléctrico sobre el sistema. En un campo eléctrico, los electrones en el alambre se mueven bajo el efecto de fuerzas electromotrices, efectuando trabajo. Cuando N coulombs de electrones se mueven a través de una diferencia de potencial V, el trabajo eléctrico efectuado es

$$W_e = VN \qquad \text{(kJ)} \tag{3-12a}$$

el cual también se expresa en forma de tasa como

$$\dot{W}_e = VI \qquad \text{(kW)} \tag{3-12b}$$

donde $\dot{W}_e$ es la potencia eléctrica e I es el número de electrones que fluyen por unidad de tiempo, es decir, la corriente (figura 3-21). En general, tanto V como I varían con el tiempo y el trabajo eléctrico realizado durante un intervalo de tiempo Δt se expresa como

$$W_e = \int_1^2 VI\,dt \qquad \text{(kJ)} \tag{3-13}$$

Si tanto V como I permanecen constantes durante el intervalo de tiempo Δt, la ecuación se reduce a

$$W_e = VI\,\Delta t \qquad \text{(kJ)} \tag{3-14}$$

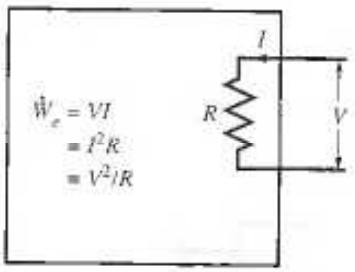


FIGURA 3-21
Potencia eléctrica en términos de la resistencia R, la corriente I y la diferencia de potencial V.

EJEMPLO 3-6

Un pequeño tanque con agua congelada a 0°C es colocado en la parte media de un gran tanque perfectamente aislado lleno de aceite, como muestra la figura 3-22. Al principio el sistema completo tiene un equilibrio térmico de 0°C. El calefactor eléctrico en el aceite se enciende y 10 kJ de trabajo eléctrico se efectúan sobre el aceite. Después de un rato, todo el sistema está otra vez a 0°C, pero algo de hielo en el pequeño tanque se ha derretido. Considere que el aceite es el sistema A y el agua congelada el sistema B, analice las interacciones de trabajo y calor para el sistema A, el sistema B y el sistema combinado (aceite y agua congelada).

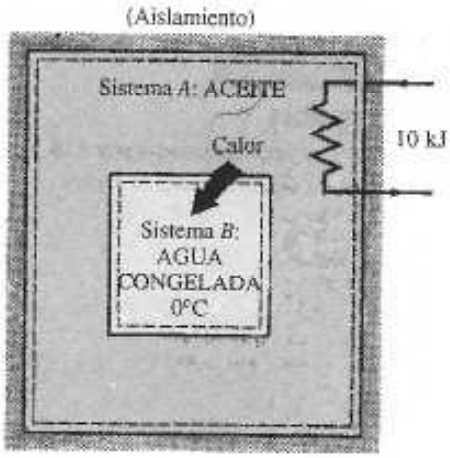


FIGURA 3-22
Dibujo para el ejemplo 3-6.

Solución Las fronteras de cada sistema se indican por medio de líneas punteadas en la figura. Observe que la frontera del sistema *B* forma también la parte interior de la frontera del sistema *A*.

Sistema A: Cuando se enciende el calefactor, los electrones cruzan la frontera exterior del sistema *A* y efectúa trabajo eléctrico. Este trabajo se efectúa sobre el sistema y, en consecuencia, $W_A = -10$ kJ. Debido a esta energía agregada, la temperatura del aceite aumentará, creando un gradiente de temperatura que originará un proceso de flujo térmico del aceite al agua congelada mediante su frontera común. Puesto que el aceite regresa a su temperatura inicial de 0°C, la energía perdida como calor debe ser igual a la energía ganada como trabajo. Por tanto, $Q_A = -10$ kJ (o $Q_{A,\text{sal}} = 10$ kJ).

Sistema B: La única interacción de energía en la frontera del sistema *B* es el flujo de calor desde el sistema *A*. Todo el calor perdido por el aceite es ganado por el agua congelada. De modo que $W_B = 0$ y $Q_B = +10$ kJ.

Sistema combinado: La frontera exterior del sistema *A* forma la frontera completa del sistema combinado. La única interacción de energía en esta frontera es el trabajo eléctrico. Como el tanque está bien aislado, nada de calor cruzará esta frontera. Por tanto, $W_{\text{comb}} = -10$ kJ y $Q_{\text{comb}} = 0$. Advierta que el flujo de calor del aceite al agua congelada es un proceso interno para el sistema combinado y, en consecuencia, no se reconoce como calor. Es la simple redistribución de la energía interna.

3-4 ■ FORMAS MECÁNICAS DEL TRABAJO

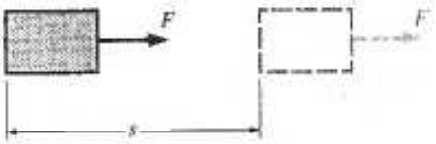


FIGURA 3-23
El trabajo efectuado es proporcional a la fuerza aplicada (F) y a la distancia recorrida (s).

Hay varias formas diferentes de hacer trabajo, cada una relacionada en cierto modo con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia (figura 3-23). En mecánica elemental, el trabajo realizado por una fuerza constante F sobre un cuerpo que se desplaza una distancia s en la dirección de la fuerza está dado por

$$W = Fs \qquad \text{(kJ)} \tag{3-15}$$

Si la fuerza F no es constante, el trabajo realizado se obtiene al sumar (integrar) las cantidades diferenciales de trabajo (la fuerza por los desplazamientos diferenciales ds):

$$W = \int_1^2 F\,ds \qquad \text{(kJ)} \tag{3-16}$$

Es obvio que para efectuar esta integración, se necesita conocer cómo varía la fuerza con el desplazamiento. Las ecuaciones 3-15 y 3-16 sólo brindan la magnitud del trabajo. El signo se determina con facilidad a partir de consideraciones físicas: el trabajo hecho sobre un sistema por una fuerza externa que actúa en la dirección del movimiento es negativo, y el trabajo hecho por un sistema contra una fuerza externa que actúa en dirección opuesta al movimiento es positivo.

Hay dos requisitos para que se presente una interacción de trabajo entre un sistema y sus alrededores: 1) debe haber una *fuerza* que actúe sobre la frontera y 2) la frontera debe *moverse*. Por tanto, la acción de fuerzas en la frontera que no logren un desplazamiento de la misma no constituye una interacción de trabajo. De modo similar, el desplazamiento de la frontera sin ninguna fuerza que se oponga o impulse este movimiento (como la expansión de un gas al interior de un espacio donde se ha hecho vacío) no es una interacción de trabajo.

En muchos problemas termodinámicos, el trabajo mecánico es la única forma de trabajo involucrado. Se asocia con el movimiento de la frontera de un sistema o el movimiento del sistema como un todo (figura 3-24). A continuación se analizan algunas formas comunes de trabajo mecánico.

1 Trabajo de la frontera móvil

Una forma de trabajo mecánico que se encuentra con frecuencia en la práctica es la expansión o compresión de un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo. Durante este proceso, parte de la frontera (la cara interior del émbolo) se mueve en ambas direcciones. Por tanto, el trabajo de la expansión y la compresión a menudo recibe el nombre de **trabajo de frontera móvil**, o **trabajo de la frontera** (figura 3-25). Algunos prefieren llamarlo trabajo $P\,dV$ por razones que se explican más adelante. El trabajo de frontera móvil es la forma primaria de trabajo en los motores de automóvil. Durante su expansión, los gases de combustión obligan a que el émbolo se mueva, el cual a su vez fuerza al cigüeñal a rotar.



FIGURA 3-24
Si no hay movimiento, no se efectúa trabajo.

El trabajo de frontera móvil asociado con las máquinas o compresores reales no puede determinarse con exactitud sólo a partir de un análisis termodinámico, debido a que el pistón suele moverse a velocidades muy altas, dificultando que el gas en el interior se mantenga en equilibrio. En esas condiciones no es posible especificar los estados por los que pasa el sistema durante el proceso, y no puede trazarse ninguna trayectoria del proceso. El trabajo, que es una función de la trayectoria, no puede determinarse analíticamente sin un conocimiento de la trayectoria. Por tanto, el trabajo de frontera en máquinas y compresores reales se determina mediante mediciones directas.

En esta sección se analiza el trabajo de una frontera móvil para un *proceso de cuasiequilibrio*, proceso durante el cual el sistema permanece en equilibrio todo el tiempo. El proceso de cuasiequilibrio, también llamado *proceso cuasiestático*, se acerca mucho al de las máquinas reales, en especial cuando el pistón se mueve a bajas velocidades. Bajo condiciones idénticas, se encuentra que la salida de trabajo de las máquinas es máxima y que la entrada de trabajo a los compresores es mínima, cuando se utilizan procesos de cuasiequilibrio en vez de procesos de no cuasiequilibrio. A continuación se evalúa el trabajo asociado con una frontera móvil en un proceso de cuasiequilibrio.



FIGURA 3-25
El trabajo asociado con una frontera móvil se llama *trabajo de frontera*.

Considere el gas encerrado en el dispositivo de cilindro-émbolo que se muestra en la figura 3-26. La presión inicial del gas es P, el volumen total es V y el área de la sección transversal del pistón es A. Si se deja que el émbolo se mueva una distancia ds en una manera de cuasiequilibrio, el trabajo diferencial realizado durante este proceso es

$$\delta W_b = F\,ds = PA\,ds = P\,dV \qquad (3\text{-}17)$$

Esto es, el trabajo de la frontera en la forma diferencial es igual al producto de la presión absoluta P y el cambio diferencial en el volumen dV del sistema. Esta expresión también explica por qué el trabajo de la frontera móvil algunas veces se denomina el trabajo $P\,dV$.

Observe en la ecuación 3-17 que P es la presión absoluta, la cual siempre es positiva. Sin embargo, el cambio de volumen dV es positivo durante un proceso

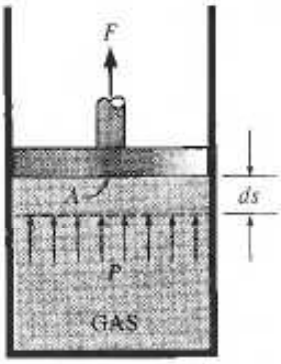


FIGURA 3-26
Un gas realiza una cantidad diferencial de trabajo δW_b cuando obliga al émbolo a moverse una cantidad diferencial ds.

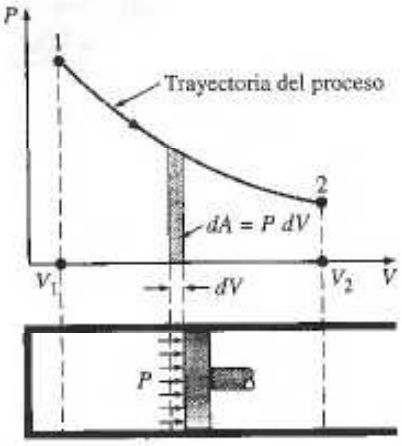


FIGURA 3-27
El área bajo la curva del proceso en un diagrama P-v representa el trabajo de la frontera.

de expansión (aumento de volumen) y negativo durante un proceso de compresión (disminución de volumen). De modo que el trabajo de frontera es positivo durante un proceso de expansión y negativo durante un proceso de compresión, lo cual es consistente con la convención de signos adoptada para el trabajo.

El trabajo de la frontera total realizado durante el proceso completo cuando el émbolo se mueve, se obtiene al sumar todos los trabajos diferenciales desde el estado inicial hasta el estado final:

$$W_b = \int_1^2 P\,dV \qquad \text{(kJ)} \tag{3-18}$$

Esta integral puede evaluarse sólo si conocemos la relación funcional entre P y V durante el proceso. Esto es, debe contarse con $P = f(V)$. Advierta que $P = f(V)$ es la ecuación de la trayectoria del proceso en un diagrama P-V.

El proceso de expansión de cuasiequilibrio descrito se muestra en un diagrama P-V en la figura 3-27. En este diagrama, el área diferencial dA es igual a $P\,dV$, que es el trabajo diferencial. El área total A bajo la curva 1-2 del proceso se obtiene al sumar estas áreas diferenciales:

$$\text{Área} = A = \int_1^2 dA = \int_1^2 P\,dV$$

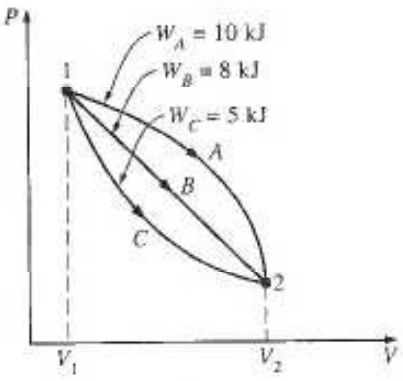


FIGURA 3-28
El trabajo de la frontera realizado durante un proceso depende de la trayectoria seguida y de los estados extremos.

Una comparación de esta ecuación con la ecuación 3-18 revela que *el área bajo la curva de proceso en un diagrama P-V es igual, en magnitud, al trabajo efectuado durante un proceso de expansión o compresión de cuasiequilibrio de un sistema cerrado*. (Sobre el diagrama P-V, se representa el trabajo de la frontera realizado por unidad de masa.)

Un gas puede seguir varias trayectorias diferentes cuando se expande del estado 1 al estado 2. En general, cada trayectoria tendrá un área diferente debajo de ella, y puesto que el área representa la magnitud del trabajo, el que se realice será diferente para cada proceso (figura 3-28). Esto se esperaba puesto que el trabajo es una función de la trayectoria (depende de la trayectoria seguida, así como de los estados finales). Si el trabajo no fuera una función de la trayectoria, no podría operar dispositivos cíclicos (motores de automóvil, centrales eléctricas) como dispositivos que producen trabajo. El trabajo producido por estos dispositivos durante una parte del ciclo tendría que ser consumido durante otra

parte, y no habría salida de trabajo neta. El ciclo que se muestra en la figura 3-29 produce una salida de trabajo neta debido a que el trabajo hecho por el sistema durante el proceso de expansión (área bajo la trayectoria A) es mayor que el trabajo efectuado sobre el sistema durante la parte de compresión del ciclo (área bajo la trayectoria B), y la diferencia entre estos dos es el trabajo neto realizado durante el ciclo (el área sombreada).

Si la relación entre P y V durante un proceso de expansión o de compresión se da en términos de datos experimentales en vez de una forma funcional, es evidente que no podrá efectuar la integración de manera analítica. Pero siempre podrá graficar el diagrama P-V del proceso, si usa estos puntos dato y calcula gráficamente el área bajo la curva para determinar el trabajo realizado.

El uso de la relación del trabajo de la frontera (ecuación 3-18) no se limita a los procesos de cuasiequilibrio de gases. También puede usarse para sólidos y líquidos.

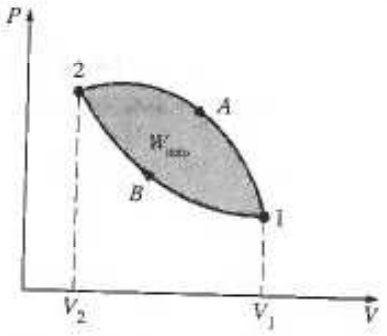


FIGURA 3-29
El trabajo neto efectuado durante un ciclo es la diferencia entre el trabajo realizado por el sistema y el trabajo hecho sobre el sistema.

EJEMPLO 3-7

Un tanque rígido contiene aire a 500 kPa y 150°C. Como resultado de la transferencia de calor a los alrededores, dentro del tanque disminuyen la temperatura a 65°C y la presión a 400 kPa. Determine el trabajo de la frontera efectuado durante este proceso.

Solución Un dibujo del sistema y el diagrama P-V del proceso se muestran en la figura 3-30. Si supone que el proceso es de cuasiequilibrio, puede determinar el trabajo a partir de la frontera de la ecuación 3-18:

$$W_b = \int_1^2 P\,\cancel{dV}^{0} = 0$$

Esto se esperaba puesto que un tanque rígido tiene un volumen constante y $dV = 0$ en la ecuación anterior. Por consiguiente, no se realiza trabajo de frontera durante este proceso. El trabajo de la frontera efectuado durante un proceso a volumen constante siempre es cero. Esto es también evidente del diagrama P-V del proceso (el área bajo la curva del proceso es cero).

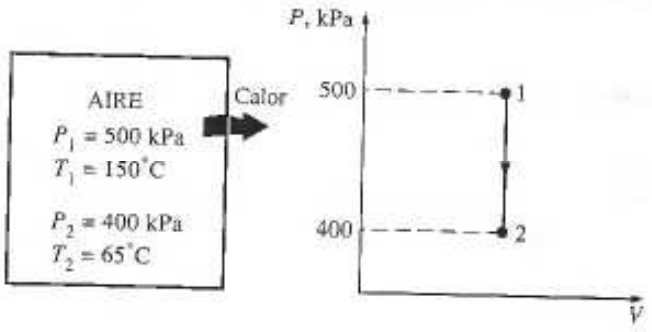


FIGURA 3-30
Dibujo y diagrama P-V para el ejemplo 3-7.

EJEMPLO 3-8

Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene 10 lbm de vapor de agua a 60 psia y 320°F. El calor se transfiere al vapor hasta que la temperatura alcanza 400°F. Si el émbolo no está unido a un eje y su masa es constante, determine el trabajo realizado por el vapor durante este proceso.

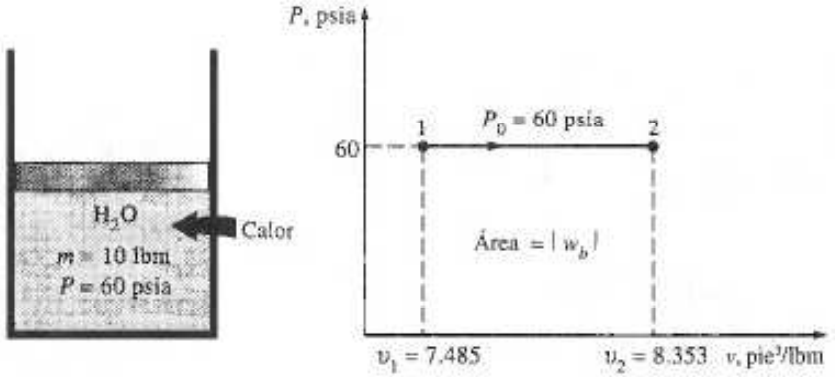


FIGURA 3-31
Dibujo y diagrama P-v para el ejemplo 3-8.

Solución Un dibujo del sistema y el diagrama P-V del proceso se presentan en la figura 3-31. Aunque no se señala explícitamente, la presión del vapor dentro del cilindro permanece constante durante el proceso, puesto que tanto la presión atmosférica como el peso del émbolo permanecen constantes. En consecuencia, éste es un proceso de presión constante, y de la ecuación 3-18

$$W_{b,\text{salida}} = \int_1^2 P\,dV = P_0 \int_1^2 dV = P_0(V_2 - V_1)$$

o

$$W_b = mP_0(v_2 - v_1) \qquad (3\text{-}19)$$

puesto que $V = mv$. De la tabla de vapor sobrecalentado (tabla A-6E), se determina que los volúmenes específicos son $v_1 = 7.485$ pie³/lbm en el estado 1 (60 psia, 320°F) y $v_2 = 8.353$ pie³/lbm en el estado 2 (60 psia, 400°F). La sustitución de estos valores produce

$$W_b = (10\text{ lbm})(60\text{ psia})[(8.353 - 7.485)\text{pie}^3/\text{lbm}]\left(\frac{1\text{ Btu}}{5.404\text{ psia}\cdot\text{pie}^3}\right)$$

$$= 96.4\text{ Btu}$$

El signo positivo indica que el trabajo lo efectuó el sistema. Esto es, el vapor empleó 96.4 Btu de su energía para efectuar este trabajo. La magnitud del mismo también podría determinarse si calcula el área bajo la curva del proceso en el diagrama P-V, la cual es $P_0\Delta V$ para este caso.

EJEMPLO 3-9

Al inicio del proceso un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.4 m³ de aire a 100 kPa y 80°C. Después el aire se comprime hasta 0.1 m³ de manera que la temperatura dentro del cilindro permanece constante. Determine el trabajo realizado durante este proceso.

Solución Un dibujo del sistema y del diagrama P-V del proceso se muestran en la figura 3-32. En las condiciones especificadas, puede considerarse al aire como un gas ideal, puesto que se encuentra a alta temperatura y a baja presión respecto de los valores del punto crítico ($T_{cr} = -147$°C, $P_{cr} = 3\,390$ kPa para el nitrógeno, principal constituyente del aire). En un gas ideal a temperatura constante T_0,

$$PV = mRT_0 = C \quad \text{o} \quad P = \frac{C}{V}$$

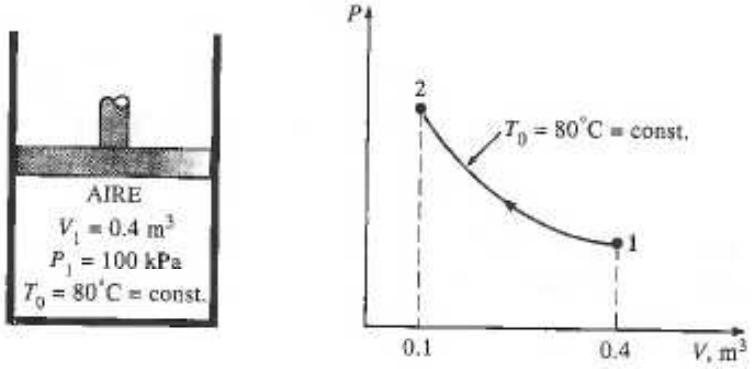


FIGURA 3-32
Dibujo y diagrama P-V para el ejemplo 3-9.

donde C es una constante. Al sustituir en la ecuación 3-18 se obtiene

$$W_b = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 \frac{C}{V}\,dV = C\int_1^2 \frac{dV}{V} = C\ln\frac{V_2}{V_1} = P_1V_1\ln\frac{V_2}{V_1} \qquad (3\text{-}20)$$

En la ecuación anterior, P_1V_1 puede sustituirse por P_2V_2 o mRT_0. Además V_2/V_1 puede reemplazarse por P_1/P_2 en este caso puesto que $P_1V_1 = P_2V_2$.

Al sustituir los valores numéricos en la ecuación anterior se obtiene

$$W_b = (100\ kPa)(0.4\ m^3)\left(\ln\frac{0.1}{0.4}\right)\left(\frac{1\ kJ}{1\ kPa\cdot m^3}\right)$$

$$= -55.45\ kJ$$

El signo negativo indica que este trabajo se realiza sobre el sistema, lo cual siempre es el caso en los procesos de compresión.

Proceso politrópico

Durante los procesos de expansión y compresión de gases reales, la presión y el volumen a menudo se relacionan por medio de $PV^n = C$, donde n y C son constantes. Un proceso de este tipo se denomina **proceso politrópico**. A continuación se desarrolla una expresión general para el trabajo efectuado durante un proceso politrópico.

En la figura 3-33 se presenta un dibujo del sistema y el diagrama P-V del proceso. La presión en un proceso politrópico se expresa como

$$P = CV^{-n} \qquad (3\text{-}21)$$

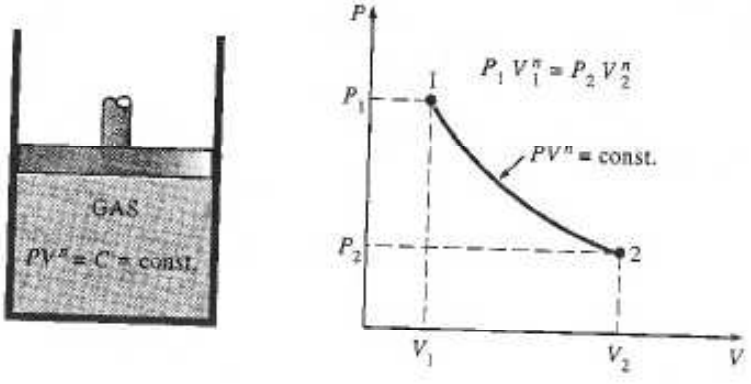


FIGURA 3-33
Dibujo y diagrama esquemático P-V para un proceso politrópico.

Al sustituir esta relación en la ecuación 3-18 se obtiene

$$W_b = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 CV^{-n}\,dV = C\frac{V_2^{-n+1} - V_1^{-n+1}}{-n+1} = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1-n} \tag{3-22}$$

puesto que $C = P_1V_1^n = P_2V_2^n$. Para un gas ideal ($PV = mRT$), esta ecuación también puede escribirse como

$$W_b = \frac{mR(T_2 - T_1)}{1-n},\ n \neq 1 \qquad \text{(kJ)} \tag{3-23}$$

El caso especial de $n = 1$ es equivalente al proceso isotérmico estudiado en el ejemplo anterior.

2 Trabajo gravitacional

El trabajo efectuado por o contra un campo de fuerza gravitacional se define como **trabajo gravitacional**. En un campo gravitacional la fuerza que actúa sobre un cuerpo es

$$F = mg$$

donde m es la masa del cuerpo y g es la aceleración de la gravedad, la cual se supone constante. Así, el trabajo necesario para levantar este cuerpo del nivel z_1 al nivel z_2 es

$$W_g = \int_1^2 F\,dz = mg\int_1^2 dz = mg(z_2 - z_1) \qquad \text{(kJ)} \tag{3-24}$$

donde $z_2 - z_1$ es la distancia vertical recorrida (figura 3-34). Esta expresión se conoce como el *cambio en la energía potencial*. De la ecuación 3-24 se concluye que el trabajo gravitacional depende sólo de los estados finales y que es independiente de la trayectoria seguida. Además, el trabajo efectuado es igual, en magnitud, al cambio en la energía potencial del sistema.

El signo del trabajo gravitacional es determinado mediante inspección: *positivo* si lo hace el sistema (cuando el sistema desciende) y *negativo* si se hace en el sistema (cuando el sistema se eleva). La energía potencial de un sistema aumenta cuando se realiza trabajo gravitacional sobre él.

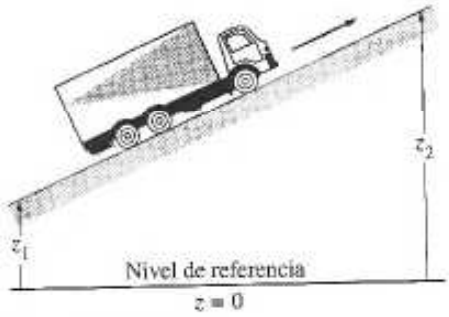


FIGURA 3-34
Los vehículos requieren más potencia (trabajo gravitacional por unidad de tiempo) cuando suben por una pendiente.

EJEMPLO 3-10

Determine el trabajo realizado por una persona al levantar a 1 pie de altura una maleta de 50 lbm, mostrada en la figura 3-35.

Solución Si supone una aceleración gravitacional estándar y utiliza la ecuación 3-24 el trabajo efectuado es

$$\begin{aligned} W_g &= mg(z_2 - z_1) \\ &= (50\ \text{lbm})(32.174\ \text{pie/s}^2)(1\ \text{ft})\left(\frac{1\ \text{Btu/lbm}}{25{,}037\ \text{pie}^2/\text{s}^2}\right) \\ &= 0.064\ \text{Btu} \end{aligned}$$

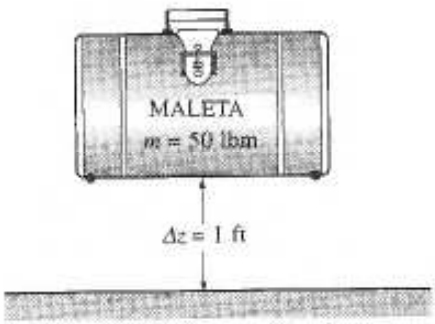


FIGURA 3-35
Dibujo para el ejemplo 3-10.

Esto es, se requieren 0.064 Btu para efectuar esta tarea. La energía potencial del sistema (la maleta) aumenta en 0.064 Btu durante el proceso.

3 Trabajo de aceleración

El trabajo asociado con un cambio en la velocidad de un sistema se llama **trabajo de aceleración**. El trabajo de este tipo requerido para acelerar un cuerpo de masa m, desde una velocidad inicial de $\mathbf{V}_1$ a una velocidad final $\mathbf{V}_2$ (figura 3-36) se determina por la definición de aceleración y de la segunda ley de Newton:

$$\left.\begin{aligned} F &= ma \\ a &= \frac{d\mathbf{V}}{dt} \end{aligned}\right\} \qquad F = m\frac{d\mathbf{V}}{dt}$$



FIGURA 3-36
Los vehículos requieren más potencia (trabajo de aceleración por unidad de tiempo) cuando aceleran.

El desplazamiento diferencial ds se relaciona con la velocidad $\mathbf{V}$ por medio de

$$\mathbf{V} = \frac{ds}{dt} \longrightarrow ds = \mathbf{V}\,dt$$

Si sustituye las relaciones de F y de ds en la expresión del trabajo (ecuación 3-16), obtiene

$$W_a = \int_1^2 F\,ds = \int_1^2 \left(m\frac{d\mathbf{V}}{dt}\right)(\mathbf{V}\,dt) = m\int_1^2 \mathbf{V}\,d\mathbf{V} = \tfrac{1}{2}m(\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2) \qquad \text{(kJ)} \tag{3-25}$$

El trabajo efectuado para acelerar un cuerpo es independiente de la trayectoria seguida y es equivalente al *cambio en la energía cinética* del cuerpo.
El signo del trabajo de aceleración se determina por inspección: *positivo* si es hecho por el sistema y *negativo* si se hace sobre el sistema.

EJEMPLO 3-11

Determine la potencia requerida para acelerar un automóvil de 900 kg, mostrado en la figura 3-37, desde el reposo hasta una velocidad de 80 km/h en 20 s sobre un camino plano.

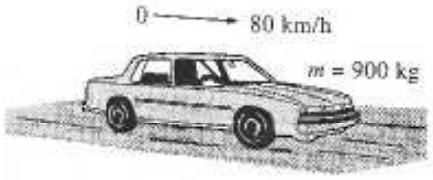


FIGURA 3-37
Dibujo para el ejemplo 3-11.

Solución De la ecuación 3-25 se determina que el trabajo de aceleración es

$$W_a = \tfrac{1}{2}m(\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2) = \tfrac{1}{2}(900\text{ kg})\left[\left(\frac{80{,}000\text{ m}}{3600\text{ s}}\right)^2 - 0^2\right]\left(\frac{1\text{ kJ}}{1000\text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$
$$= 222.2\text{ kJ}$$

La potencia promedio se determina de

$$\dot{W}_a = \frac{W_a}{\Delta t} = \frac{222.2\text{ kJ}}{20\text{ s}} = 11.1\text{ kW (o } 14.9\text{ hp)}$$

Aparte de la potencia requerida para superar la fricción, la resistencia al rodamiento y otras imperfecciones.

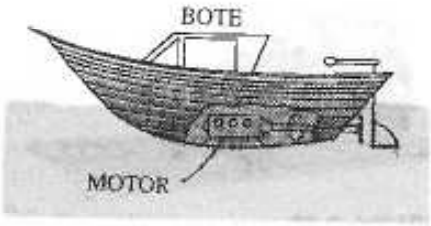


FIGURA 3-38
La transmisión de energía a través de ejes rotatorios se encuentra comúnmente en la práctica.

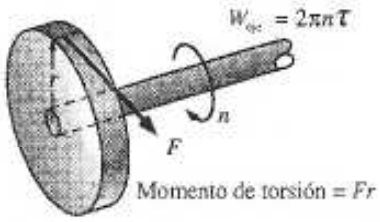


FIGURA 3-39
El trabajo del eje es proporcional al momento de torsión aplicado y al número de revoluciones del eje.

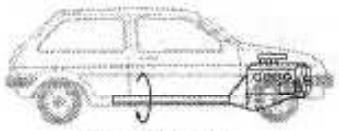


FIGURA 3-40
Dibujo para el ejemplo 3-12.

4 Trabajo del eje

La transmisión de energía mediante un eje rotatorio es una práctica muy común de la ingeniería (figura 3-38). Con frecuencia el momento de torsión (t) que se aplica al eje es constante, lo cual significa que la fuerza F aplicada también es constante. Para un momento de torsión constante específico, el trabajo efectuado durante n revoluciones se determina de la manera siguiente: una fuerza F que actúa por medio de un brazo de palanca r, genera un momento de torsión (t) (figura 3-39) que se determina de

$$\tau = Fr \longrightarrow F = \frac{\tau}{r}$$

Esta fuerza actúa a lo largo de una distancia s, la cual se relaciona con el radio r por medio de

$$s = (2\pi r)n$$

Entonces el trabajo del eje se determina por la ecuación 3-15:

$$W_{sh} = Fs = \left(\frac{\tau}{r}\right)(2\pi rn) = 2\pi n\tau \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}26)$$

La potencia transmitida mediante el eje es el trabajo del eje efectuado por unidad de tiempo, el cual se expresa como

$$\dot{W}_{sh} = 2\pi \dot{n}\tau \qquad \text{(kW)} \qquad (3\text{-}27)$$

donde $\dot{n}$ es el número de revoluciones por unidad de tiempo.

El signo del trabajo del eje se determina también por inspección: *positivo* si es hecho por el sistema y *negativo* si se efectúa sobre el sistema.

EJEMPLO 3-12

Determine la potencia transmitida por el eje de un automóvil cuando el momento de torsión aplicado es de 200 N · m y el eje gira a una velocidad de 4 000 revoluciones por minuto (rpm).

Solución En la figura 3-40 se presenta un dibujo del automóvil. El trabajo del eje se determina por la ecuación 3-27:

$$\dot{W}_{sh} = 2\pi\dot{n}\tau = (2\pi)\left(4000\frac{1}{\text{min}}\right)(200\text{ N}\cdot\text{m})\left(\frac{1\text{ min}}{60\text{ s}}\right)\left(\frac{1\text{ kJ}}{1000\text{ N}\cdot\text{m/s}}\right)$$
$$= 83.7\text{ kW (o } 112.2\text{ hp)}$$

Ésta es la magnitud de la potencia transmitida mediante el eje del automóvil. El signo del trabajo del eje depende de la elección del sistema.

5 Trabajo de resorte

Es del conocimiento general que cuando una fuerza se aplica en un resorte, la longitud de éste cambia (figura 3-41). Cuando la longitud del resorte cambia en una cantidad diferencial dx bajo la influencia de una fuerza F, el trabajo efectuado es

$$\delta W_{\text{resorte}} = F\,dx \qquad (3\text{-}28)$$

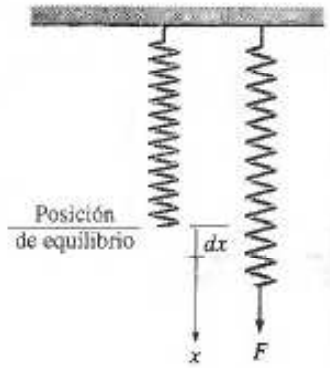


FIGURA 3-41
Elongación de un resorte bajo la influencia de una fuerza.

Para determinar el trabajo de resorte total es necesario conocer una relación funcional entre F y x. En resortes elásticos lineales, el desplazamiento x es proporcional a la fuerza aplicada (figura 3-42). Esto es,

$$F = kx \qquad \text{(kN)} \tag{3-29}$$

donde k es la constante de resorte y tiene las unidades *kN/m*. El desplazamiento x se mide a partir de la posición de equilibrio del resorte (esto es, $x = 0$ cuando $F = 0$). Al sustituir la ecuación 3-29 en la ecuación 3-28 e integrar, obtiene

$$W_{\text{resorte}} = \tfrac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) \qquad \text{(kJ)} \tag{3-30}$$

donde x_1 es el desplazamiento inicial y x_2 el final. Tanto x_1 y x_2 se miden desde la posición de equilibrio del resorte.

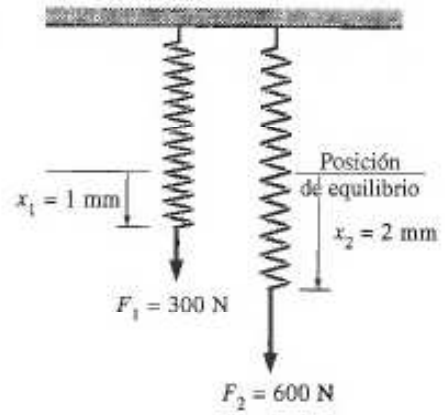


FIGURA 3-42
El desplazamiento de un resorte lineal se duplica cuando se duplica la fuerza.

EJEMPLO 3-13

En un principio un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.05 m³ de un gas a 200 kPa. En este estado un resorte lineal que tiene una constante de resorte de 150 kN/m toca el émbolo, pero no ejerce fuerza sobre él. Después se transfiere calor al gas, provocando que el émbolo ascienda y comprima al resorte hasta que el volumen interior del cilindro se duplica. Si el área de la sección transversal del émbolo es 0.25 m², determine: *a)* la presión final dentro del cilindro; *b)* el trabajo total efectuado por el gas, y *c)* la fracción del trabajo realizado contra el resorte para comprimirlo.

Solución *a)* Un dibujo del sistema y el diagrama *P-V* del proceso se muestran en la figura 3-43. El volumen encerrado en el estado final es

$$V_2 = 2V_1 = (2)(0.05\ \text{m}^3) = 0.1\ \text{m}^3$$

Entonces el desplazamiento del émbolo (y del resorte) se vuelve

$$x = \frac{\Delta V}{A} = \frac{(0.1 - 0.05)\ \text{m}^3}{0.25\ \text{m}^2} = 0.2\ \text{m}$$

El valor de la fuerza aplicada por el resorte lineal en el estado final se determina por la ecuación 3-29 y es igual a

$$F = kx = (150\ \text{kN/m})(0.2\ \text{m}) = 30\ \text{kN}$$

La presión adicional aplicada por el resorte en el gas en este estado es

$$P = \frac{F}{A} = \frac{30\ \text{kN}}{0.25\ \text{m}^2} = 120\ \text{kPa}$$

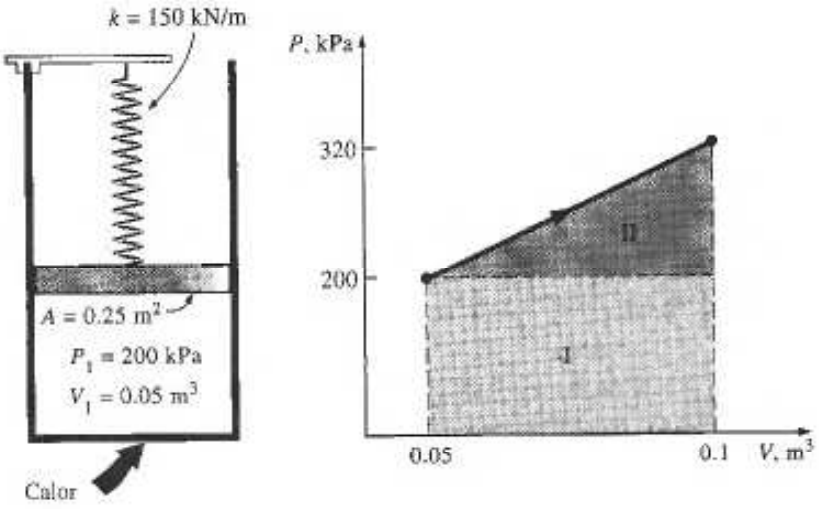


FIGURA 3-43
Dibujo y diagrama *P-V* para el ejemplo 3-13.

Sin el resorte la presión del gas permanecería constante en 200 kPa, mientras se eleva el émbolo. Pero bajo el efecto del resorte, la presión aumenta linealmente de 200 kPa a

$$200 + 120 = 320 \text{ kPa}$$

en el estado final.

b) Una manera sencilla de encontrar el trabajo efectuado es graficar el proceso en un diagrama *P-V* y determinar el área bajo la curva del mismo. De la figura 3-43 el área bajo la curva del proceso (un trapezoide) se determina como

$$|W| = \text{área} = \frac{(200 + 320)\text{ kPa}}{2}[(0.1 - 0.05)\text{ m}^3]\left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = \mathbf{13\ kJ}$$

Se establece, por inspección, que el signo del trabajo será positivo puesto que es efectuado por el sistema.

c) El trabajo representado por el área rectangular (región I) se efectúa contra el émbolo y la atmósfera, y el trabajo representado por el área triangular (región II) se hace contra el resorte. De modo que

$$W_{\text{resorte}} = \tfrac{1}{2}[(320 - 200)\text{ kPa}]\,(0.05\text{ m}^3)\left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = \mathbf{3\ kJ}$$

Este resultado podría también obtenerse por la ecuación 3-30:

$$W_{\text{resorte}} = \tfrac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) = \tfrac{1}{2}(150\text{ kN/m})[(0.2\text{ m})^2 - 0^2]\left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ kN}\cdot\text{m}}\right) = \mathbf{3\ kJ}$$



FIGURA 3-44
Las barras sólidas se comportan como resortes bajo la influencia de una fuerza.

Trabajo efectuado sobre barras sólidas elásticas

Los sólidos se modelan a menudo como resortes lineales, debido a que bajo la acción de una fuerza se contraen o se dilatan, como muestra la figura 3-44, y cuando se elimina la fuerza, regresan a sus longitudes originales, como un resorte. Esto es cierto siempre que la fuerza actúe en el nivel elástico, es decir, que no sea demasiado grande como para provocar deformaciones permanentes (plásticas). Por consiguiente, las ecuaciones dadas para un resorte lineal también se

utilizan para barras sólidas elásticas. Es posible determinar el trabajo asociado con la dilatación o contracción de una barra sólida elástica al sustituir la presión P por su contraparte en los sólidos, el *esfuerzo normal* $\sigma_n = F/A$, en la expresión del trabajo de la frontera:

$$W_{\text{elástico}} = \int_1^2 \sigma_n \, dV = \int_1^2 \sigma_n A \, dx \qquad \text{(kJ)} \tag{3-31}$$

donde A es el área de la sección transversal de la barra. Observe que el esfuerzo normal tiene unidades de presión.

Trabajo asociado con el estiramiento de una película líquida

Piense en una película líquida, como una película de jabón, suspendida en un armazón de alambre (figura 3-45). Por experiencia propia es sabido que se requiere cierta fuerza para estirar la película por medio de una parte móvil del armazón de alambre. Esta fuerza se emplea para superar las fuerzas microscópicas entre las moléculas en las interfaces líquido-aire. Dichas fuerzas microscópicas son perpendiculares a una línea en la superficie, y la fuerza generada por estas fuerzas por unidad de longitud se llama **tensión superficial** σ_s cuya unidad es N/m. Por tanto, el trabajo asociado con el estiramiento de una película también se llama *trabajo de la tensión superficial*. El cual se determina de

$$W_{\text{superficie}} = \int_1^2 \sigma_s \, dA \qquad \text{(kJ)} \tag{3-32}$$

donde $dA = 2b\,dx$ es el cambio en el área de la superficie de la película. El factor 2 se debe a que la película tiene dos superficies en contacto con el aire. La fuerza que actúa sobre el alambre móvil como resultado de los efectos de la tensión superficial es $F = 2b\sigma_s$, donde σ_s es la fuerza de la tensión superficial por longitud unitaria.

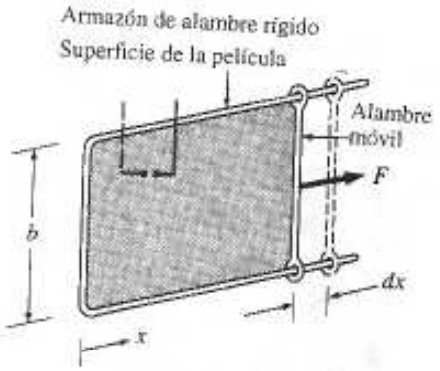


FIGURA 3-45
Extensión de una película líquida mediante un alambre móvil.

6 Formas no mecánicas del trabajo

La explicación anterior representa una cobertura bastante completa de las formas mecánicas del trabajo. Pero algunas formas de trabajo encontradas en la práctica no son de naturaleza mecánica. No obstante, los modos de trabajo no mecánico pueden tratarse de manera similar si se identifica una *fuerza generalizada* F que actúa en dirección de un *desplazamiento generalizado* x. En ese caso el trabajo asociado con el desplazamiento diferencial bajo la influencia de esa fuerza se determina de $\delta W = F \cdot dx$.

Algunos ejemplos de modos de trabajo no mecánico son el **trabajo eléctrico** en el que la fuerza generalizada es el *voltaje* (el potencial eléctrico) y el desplazamiento generalizado la *carga eléctrica* como se analiza en la última sección; el **trabajo magnético** en el cual la fuerza generalizada es la *intensidad de campo magnético* y el desplazamiento generalizado el *momento de dipolo magnético*, y el **trabajo de polarización eléctrica** en el que la fuerza generalizada es la *intensidad de campo eléctrico* y el desplazamiento generalizado la *polarización del medio* (la suma de los momentos de rotación de dipolo eléctrico de las moléculas). El tratamiento detallado de éstos y otros modos de trabajo no mecánico se encuentran en libros especializados.

3-5 ■ LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Hasta ahora se han considerado a nivel individual diversas formas de energía como el calor Q, el trabajo W y la energía total E, y no se ha intentado relacionarlas entre sí durante un proceso. La *primera ley de la termodinámica*, conocida también como *el principio de la conservación de la energía*, es una base sólida para el estudio de las relaciones entre las diferentes formas de la energía y las interacciones de la misma. Con base en observaciones experimentales, la primera ley de la termodinámica establece que la *energía no puede ser creada ni destruida, sólo puede ser transformada*. Por tanto, debe darse razón de cada pizca de energía durante un proceso. La primera ley no puede demostrarse matemáticamente, pero no se conoce ningún proceso en la naturaleza que haya violado la primera ley, lo que debe considerarse como una prueba suficiente.

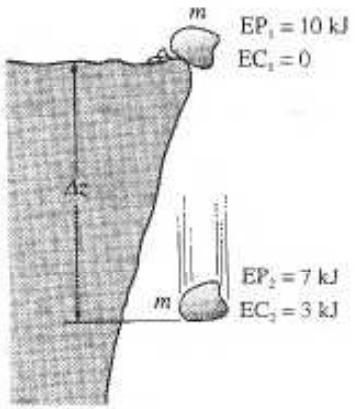


FIGURA 3-46
La energía no puede crearse o destruirse; sólo se transforma.

Es sabido que una roca a cierta elevación posee cierta energía potencial, y parte de ésta se convierte en energía cinética cuando la roca cae (figura 3-46). Los datos experimentales muestran que la disminución en energía potencial ($mg\ \Delta z$) es exactamente igual al aumento en energía cinética $[m(\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2)/2]$ cuando la resistencia del aire es despreciable, lo cual confirma el principio de la conservación de la energía.

Considere un sistema sujeto a una serie de procesos adiabáticos desde un estado específico 1 a otro estado específico 2. Al ser adiabático, es evidente que estos procesos no implican ninguna transferencia de calor, aunque incluyen diferentes interacciones de trabajo. Mediciones cuidadosas durante estos experimentos indican lo siguiente: *En todos los procesos adiabáticos entre dos estados específicos de un sistema cerrado, el trabajo neto efectuado es el mismo sin que importe la naturaleza del sistema cerrado y los detalles del proceso.* Si considera que hay un número infinito de maneras para efectuar interacciones de trabajo bajo condiciones adiabáticas, el enunciado anterior adquiere una gran fuerza y potencial para implicaciones de gran alcance. Dicho enunciado, que se sustenta en gran parte en los experimentos de Joule durante la primera mitad del siglo XIX, no puede deducirse de ningún otro principio físico conocido, y se reconoce como un principio fundamental. Se le conoce como la **primera ley de la termodinámica** o sólo como la **primera ley**.

Una consecuencia importante de la primera ley es la existencia y la definición de la propiedad *energía total E*. Si toma en cuenta que el trabajo neto es el mismo en todos los procesos adiabáticos de un sistema cerrado entre dos estados específicos, el valor del trabajo neto debe depender sólo de los estados finales del sistema, y por ello debe corresponder un cambio en una propiedad del sistema. Esta propiedad es la energía total. Advierta que la primera ley no hace ninguna referencia al valor de la energía total de un sistema cerrado en un estado. Sólo establece que los *cambios* en la energía total durante un proceso adiabático deben ser iguales al trabajo neto realizado. En consecuencia, es posible asignar cualquier valor arbitrario conveniente a la energía total en un estado específico para que sirva como un punto de referencia.

Implícito en el enunciado de la primera ley está el principio de la conservación de la energía. A pesar de que la esencia de la primera ley es la existencia de la propiedad *energía total*, la primera ley se considera a menudo como un enun-

ciado del principio de la *conservación de la energía*. En seguida se desarrolla la relación de la primera ley o de la conservación de la energía para sistemas cerrados, con la ayuda de algunos ejemplos familiares y argumentos intuitivos.

Primero es necesario considerar algunos procesos que implican transferencia de calor, pero no interacciones de trabajo. La papa en el horno que hemos estudiado anteriormente es un buen ejemplo para este caso (figura 3-47). Como resultado de la transferencia de calor a la papa, la energía de ésta aumentará. Si descarta cualquier transferencia de masa (pérdida de humedad de la papa), el aumento en la energía total de la papa se vuelve igual a la cantidad de transferencia de calor. Es decir, si se transfiere 5 kJ de calor a la papa, el incremento de energía será también de 5 kJ. Por tanto, el principio de la conservación de la energía para este caso se expresa como $Q = \Delta E$.

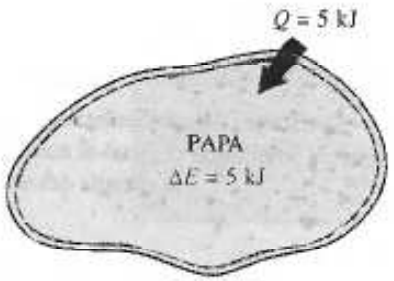


FIGURA 3-47
El aumento de la energía de una papa en un horno es igual a la cantidad de calor que se le transfiere.

Otro ejemplo. Considere el calentamiento de agua en una cacerola sobre una estufa (figura 3-48). Si el elemento calefactor transfiere 15 kJ de calor al agua y 3 kJ de ellos se pierden del agua al aire de los alrededores, el aumento en la energía del agua será igual a la transferencia de calor neta a la misma, cuyo valor es 12 kJ. Esto es, $Q = Q_{neto} = \Delta E$.

Las conclusiones anteriores pueden resumirse de la manera siguiente: *Ante la ausencia de interacciones de trabajo entre un sistema y sus alrededores, la cantidad de transferencia de calor neta es igual al cambio en la energía total de un sistema cerrado*. Esto es,

$$Q = \Delta E \quad \text{cuando } W = 0$$

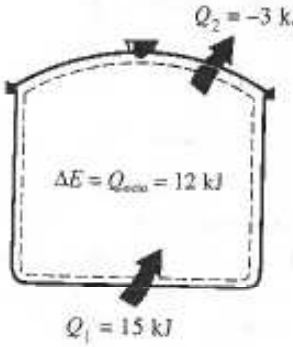


FIGURA 3-48
En la ausencia de todas las interacciones de trabajo, el cambio de la energía de un sistema es igual a la transferencia de calor neta.

Ahora considere como sistema a un cuarto perfectamente aislado (esto es, adiabático) que se calienta mediante un calefactor eléctrico (figura 3-49). Como resultado del trabajo eléctrico efectuado, aumentará la energía del sistema. Puesto que el sistema es adiabático y no tiene ninguna interacción térmica con los alrededores ($Q = 0$), el principio de la conservación de la energía indica que el trabajo eléctrico realizado sobre el sistema debe ser igual al aumento en la energía del sistema. Esto es, $-W_e = \Delta E$.

El signo negativo se debe a la convención de signos en la cual el trabajo efectuado sobre un sistema es negativo. Esto asegura que el trabajo hecho sobre un sistema aumenta la energía del sistema y que el trabajo hecho por el sistema la disminuye.

A continuación sustituya el calefactor eléctrico con una hélice (figura 3-50). Como resultado del proceso de agitación, la energía del sistema aumentará. Debido a que en este caso tampoco hay interacción térmica entre el sistema y sus alrededores ($Q = 0$), el trabajo efectuado por la hélice sobre el sistema debe aparecer como un aumento en la energía del sistema. Esto es, $-W_{pw} = \Delta E$.

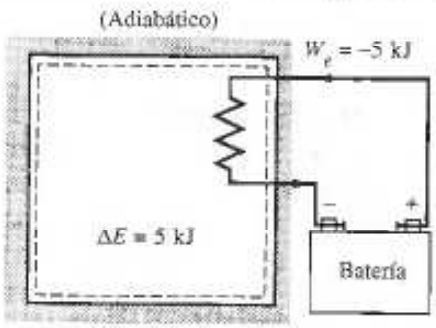


FIGURA 3-49
El trabajo (eléctrico) efectuado sobre un sistema adiabático es igual al aumento en la energía interna del sistema.

Al sustituir esta relación en la ecuación 3-23, obtiene

$$Q - W = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad \text{(kJ)} \tag{3-35}$$

donde

$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$
$$\Delta EC = \tfrac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2)$$
$$\Delta EP = mg(z_2 - z_1)$$

La mayoría de los sistemas cerrados que se encuentran en la práctica son estacionarios, es decir, no implican ningún cambio en su velocidad o en la elevación de su centro de gravedad durante un proceso (figura 3-53). De modo que para los **sistemas cerrados estacionarios**, los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables (esto es, $\Delta EC = \Delta EP = 0$), y la relación de la primera ley se reduce a

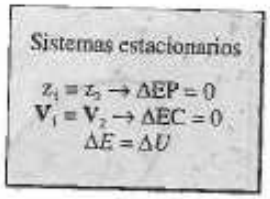


FIGURA 3-53
En sistemas estacionarios, $\Delta EC = \Delta EP = 0$; de tal modo $\Delta E = \Delta U$.

$$Q - W = \Delta U \quad \text{(kJ)} \tag{3-36}$$

Si se especifican los estados inicial y final, las energías internas u_1 y u_2 pueden determinarse con facilidad a partir de las tablas de propiedades o de algunas relaciones termodinámicas.

A veces es conveniente considerar el término trabajo en dos partes: W_{otros} y W_b, donde W_{otros} representa todas las formas de trabajo excepto el trabajo de la frontera. (Esta distinción tiene importantes relaciones con la segunda ley de la termodinámica, como se expondrá en capítulos posteriores.) La primera ley toma entonces la siguiente forma:

$$Q - W_{otro} - W_b = \Delta E \quad \text{(kJ)} \tag{3-37}$$

Es de suma importancia que la *convención de signos* se observe en las interacciones. El flujo de calor hacia un sistema y el trabajo hecho por un sistema son positivos, y el flujo de calor desde un sistema y el trabajo realizado sobre un sistema son negativos. Un sistema puede incluir más de una forma de trabajo durante un proceso. La única forma de trabajo cuyo signo no interesa es la del trabajo de la frontera W_b de acuerdo a su definición en la ecuación 3-18. El trabajo de la frontera calculado con la ecuación 3-18 tendrá siempre el signo correcto. Los signos de otras formas de trabajo se determinan por inspección.

Otras formas de la relación de la primera ley

La relación de la primera ley para sistemas cerrados se escribe de varias maneras (figura 3-54). Por ejemplo, si divide la ecuación 3-33 por la masa de un sistema, obtiene la relación de la primera ley con base en **una masa unitaria** como

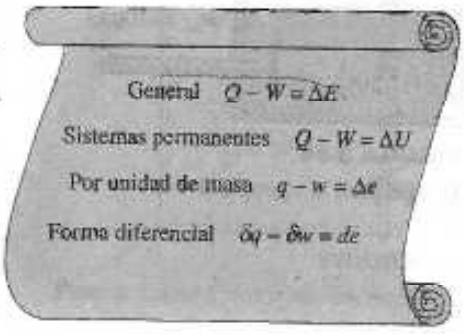


FIGURA 3-54
Diversas formas de la relación de la primera ley para sistemas cerrados.

$$q - w = \Delta e \quad \text{(kJ/kg)} \tag{3-38}$$

La **forma de tasa** de la primera ley se obtiene al dividir la ecuación 3-33 por el intervalo de tiempo Δt y tomar el límite cuando $\Delta t \rightarrow 0$. Esto produce

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE}{dt} \quad \text{(kW)} \tag{3-39}$$

donde $\dot{Q}$ es la tasa de transferencia de calor neta, $\dot{W}$ es la potencia y dE/dt es la tasa de cambio de la energía total.

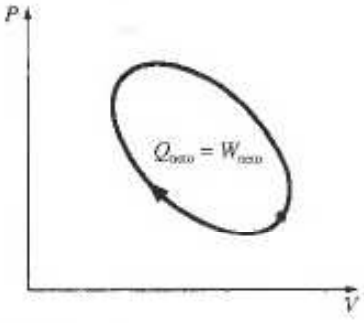


FIGURA 3-55
En un ciclo $\Delta E = 0$, por lo que $Q = W$.

La **forma diferencial** de la ecuación 3-33 es

$$\delta Q - \delta W = dE \quad \text{(kJ)} \tag{3-40}$$

o

$$\delta q - \delta w = de \quad \text{(kJ/kg)} \tag{3-41}$$

En un **proceso cíclico**, los estados inicial y final son idénticos y, en consecuencia, $\Delta E = E_2 - E_1 = 0$. La relación de la primera ley para un ciclo se simplifica entonces a

$$Q - W = 0 \quad \text{(kJ)} \tag{3-42}$$

La transferencia de calor y el trabajo neto efectuado durante un ciclo deben ser iguales (figura 3-55).

Como cantidades de energía el calor y el trabajo no son tan diferentes, y al estudiante quizá le sorprenda por qué se mantiene la diferencia entre ellas. Después de todo, el cambio en el contenido de energía de un sistema es igual a la cantidad de energía que cruza sus fronteras, y no hay diferencia si la energía cruza la frontera como calor o trabajo. Pareciera que las relaciones de la primera ley serían mucho más simples si sólo hubiera una cantidad a la cual llamar *interacción de energía* para representar tanto al calor como al trabajo. Ahora bien, desde el punto de vista de la primera ley el calor y el trabajo no difieren en nada. Pero desde el punto de vista de la segunda ley, el trabajo y el calor son muy diferentes, como se expondrá en capítulos ulteriores.

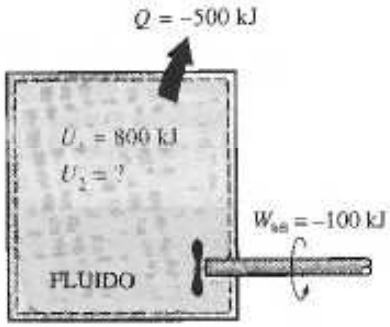


FIGURA 3-56
Dibujo para el ejemplo 3-14.

EJEMPLO 3-14

Un tanque rígido contiene un fluido caliente que se enfría mientras es agitado por una hélice. Al principio, la energía interna del fluido es 800 kJ. Durante el proceso de enfriamiento el fluido pierde 500 kJ de calor y la hélice realiza 100 kJ de trabajo sobre el fluido. Determine la energía interna final del fluido. Descarte la energía almacenada en la hélice.

Solución Elija el fluido en el tanque como sistema. Las fronteras del sistema se indican en la figura 3-56.

Puesto que nada de masa cruza la frontera, se trata de un sistema cerrado (una masa fija). No hay ninguna mención de movimiento. De este modo, suponga un sistema cerrado permanente y que los cambios de energía potencial y de energía cinética sean cero. Si aplica el principio de la conservación de la energía a este proceso, según la ecuación 3-35, se determina que U_2 será

$$\begin{aligned} Q - W &= \Delta U + \Delta KE^{\nearrow 0} + \Delta PE^{\nearrow 0} \\ &= U_2 - U_1 \\ -500\ \text{kJ} - (-100\ \text{kJ}) &= U_2 - 800\ \text{KJ} \\ U_2 &= 400\ \text{kJ} \end{aligned}$$

Advierta que la transferencia de calor es negativa puesto que es desde el sistema; lo mismo pasa con el trabajo ya que se realiza sobre el sistema.

3-6 ■ UN ENFOQUE SISTEMÁTICO A LA SOLUCIÓN DE PROBLEMAS

Hasta este punto ha centrado sus esfuerzos en entender los fundamentos de la termodinámica. Armado con este conocimiento ahora está en posición de abor-

dar importantes problemas de ingeniería. El conocimiento es sin duda una parte esencial de la solución de problemas. Pero los problemas termodinámicos, en particular los complicados, también requieren un enfoque sistemático. Un ingeniero que emplea un enfoque paso a paso, puede resolver una serie de problemas simples en lugar de uno grande y complicado (figura 3-57).

El enfoque adecuado para resolver problemas termodinámicos se ilustra a continuación, con la ayuda de un problema muestra. Es recomendable que los lectores dominen este enfoque y lo usen con frecuencia, ya que les ayudará a evitar algunos de los errores comunes en la solución de problemas.

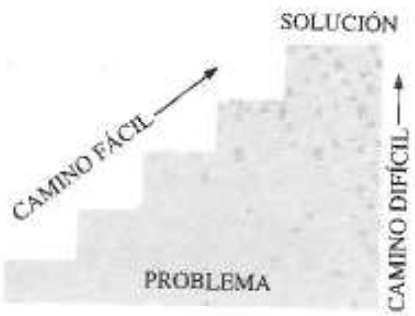


FIGURA 3-57
Un enfoque paso a paso puede simplificar considerablemente la solución de problemas.

PROBLEMA DE MUESTRA

En principio un tanque rígido de 0.1 m^3 contiene vapor a 500 kPa y 200°C. Se deja que el vapor se enfríe hasta que su temperatura disminuya a 50°C. Determine la cantidad de transferencia de calor durante este proceso y la presión final en el tanque.

Paso 1: Dibuje un esquema e identifique el sistema

Siempre es una buena práctica iniciar la solución de un problema dibujando un esquema del sistema físico. No tiene que ser algo elaborado, sólo debe asemejarse al sistema físico. El sistema objeto de análisis debe identificarse en el dibujo trazando sus fronteras mediante líneas interrumpidas (figura 3-58). De este modo se especifica con claridad la región o sistema al cual se aplican las ecuaciones de conservación.

En problemas simples, la elección del sistema es bastante obvia (el vapor en el tanque en este caso), pero los problemas grandes pueden abarcar varios dispositivos e incluso varias sustancias diferentes, y tal vez requieran un análisis separado de las diversas partes del sistema. En esos casos, es esencial que el sistema se identifique antes de cada análisis.



FIGURA 3-58
Paso 1: Elaborar un dibujo del sistema y de sus fronteras.

Paso 2: Liste la información proporcionada sobre el dibujo

En un problema común, la información está dispersa, y listar los datos proporcionados con los símbolos apropiados sobre el dibujo le permitirá ver de inmediato el problema completo (figura 3-59). Las interacciones de calor y trabajo, si las hay, deben indicarse sobre el dibujo con los signos apropiados.

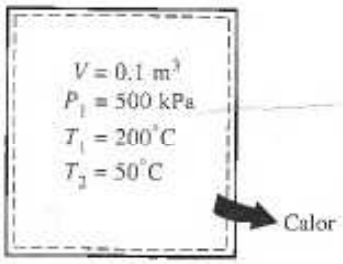


FIGURA 3-59
Paso 2: Listar la información dada sobre el dibujo.

Paso 3: Verifique los procesos especiales

Durante un proceso no todas las propiedades cambian. Además, no todos los procesos implican diversas interacciones de transferencia de calor y de trabajo simultáneas. A menudo una propiedad clave como la temperatura y la presión permanece constante durante el proceso, lo cual simplifica el análisis. En este caso, tanto la temperatura como la presión varían, pero el volumen específico permanece constante puesto que los tanques rígidos tienen un volumen fijo (V = constante), y la masa del sistema es fija (m = constante) (figura 3-60). De este modo se concluye que

$$v = \frac{V}{m} = \text{constante} \rightarrow v_2 = v_1$$

Si el proceso fuese isotérmico, tendríamos $T_2 = T_1$, y si fuese adiabático, tendríamos $Q = 0$. Este sistema no incluye fronteras móviles o cualquier otra forma de trabajo, por lo que el término trabajo es cero, $W = 0$.

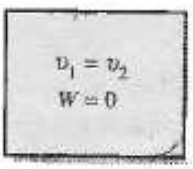


FIGURA 3-60
Paso 3: Buscar las simplificaciones.

Asumir:

1) $\Delta EP = 0$ (puesto que no se indica cambio en la elevación).
2) $\Delta EC = 0$ (puesto que no se indica cambio en la velocidad).

FIGURA 3-61
Paso 4: Hacer, si es necesario, suposiciones realistas.

Paso 4: Establezca todas las suposiciones

Las suposiciones simplificatorias que se hacen para resolver un problema se deben establecer y justificar plenamente. Las suposiciones cuya validez es cuestionable se deben evitar. Algunas de las suposiciones que con frecuencia se hacen en termodinámica son considerar que el proceso será de cuasiequilibrio, descartando los cambios en las energías cinética y potencial de un sistema, tratar un gas como un gas ideal y despreciar la transferencia de calor hacia o desde los sistemas aislados.

Aquí el sistema se supone estacionario porque no hay indicación de lo contrario. De ese modo los cambios en las energías cinética y potencial pueden despreciarse (figura 3-61).

Masa: $m_2 = m_1 = m$

Energía: $Q - W = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP$ (0, 0, 0)

$Q = m(u_2 - u_1)$

FIGURA 3-62
Paso 5: Aplicar las ecuaciones de conservación relevantes y simplificarlas.

Paso 5: Aplique las ecuaciones de conservación

Hasta aquí ya está listo para aplicar las ecuaciones de conservación: de masa y de energía. Debe empezar con las formas más generales de las ecuaciones y simplificarlas, utilice las suposiciones aplicables (figura 3-62). Los valores numéricos no deben introducirse en las ecuaciones antes de que ellas se reduzcan a sus formas más simples.

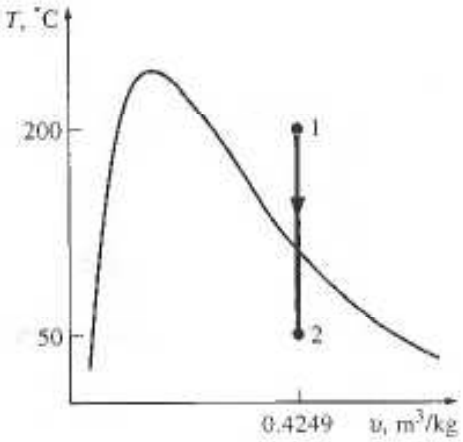


FIGURA 3-63
Paso 6: Mostrar el proceso en un diagrama de propiedades.

Paso 6: Dibuje un diagrama de proceso

Los diagramas de proceso, como los diagramas *P-v* o *T-v*, son sumamente útiles en la visualización de los estados inicial y final de un sistema y de la trayectoria del proceso. Si una propiedad permanece constante durante un proceso, debe verse en el diagrama. Para este problema, el volumen permanece constante durante el proceso, y así aparecerá como un segmento de línea vertical sobre un diagrama *T-v* (figura 3-63). Para sustancias puras, los diagramas de proceso deben graficarse en relación con las líneas de saturación. De ese modo será visible la región donde se encuentra una sustancia en cada estado. En este diagrama se ve claro que el vapor en el estado inicial es un vapor sobrecalentado y una mezcla saturada en el estado final.

Paso 7: Determine las propiedades requeridas y las incógnitas

Las propiedades desconocidas en cualquier estado se determinan con la ayuda de relaciones o tablas termodinámicas. Las relaciones termodinámicas suelen ser válidas en un nivel limitado y, en consecuencia, debe verificarse su validez antes de que se empleen, con el fin de evitar cualquier error. Es probable que la relación termodinámica que con mayor frecuencia se utiliza en forma incorrecta es la de gas ideal. Aunque su uso se limita a gases a bajas presiones (en relación con el valor del punto crítico), algunos la usan para sustancias que incluso no se encuentran en la fase gaseosa.

Al leer las propiedades de tablas de vapor o de refrigerante, primero es necesario saber si la sustancia existe como un vapor sobrecalentado, un líquido comprimido o una mezcla saturada. Esto es fácil si compara los valores de las propiedades dadas con los valores de saturación correspondientes.

Estado 1: $P_1 = 500$ kPa, $T_1 = 200°C$ → $v_1 = 0.4249$ m³/kg, $u_1 = 2642.9$ kJ/kg

Estado 2: $v_2 = v_1 = 0.4249$ m³/kg

$T_2 = 50°C \rightarrow v_f = 0.001$ m³/kg, $v_g = 12.03$ m³/kg, $u_f = 209.32$ kJ/kg, $u_g = 2443.5$ kJ/kg (Tabla A-4)

$P_2 = P_{sat\ @\ 50°C} = 12.349$ kPa

$v_2 = v_f + x_2 v_{fg}$

$0.4249 = 0.001 + x_2(12.03 - 0.001)$

$x_2 = 0.0352$

$u_2 = u_f + x_2 u_{fg}$
$= 209.32 + (0.0352)(2443.5 - 209.32)$
$= 288.0$ kJ/kg

$m = \frac{V}{v} = \frac{0.1\ \text{m}^3}{0.4249\ \text{m}^3/\text{kg}} = 0.235$ kg

$Q = m(u_2 - u_1)$
$= (0.235\ \text{kg})(288 - 264.9\ \text{kJ/kg})$
$= -553.4$ kJ

FIGURA 3-64
Paso 7: Determinar las propiedades requeridas y resolver el problema.

En el problema muestra se dan la temperatura y la presión en el estado inicial (figura 3-64). En este estado el vapor existe como vapor sobrecalentado, debido a que la temperatura es mayor que la de saturación a la presión dada (esto es, 200°C > $T_{sat@500kPa}$ = 151.9°C). De ese modo los valores iniciales del volumen específico y de la energía interna se determinan de las tablas de vapor sobrecalentado. En el estado final, el vapor existe como una mezcla saturada puesto que el volumen específico v_2 es mayor que v_f pero menor que v_g a la temperatura final, esto es, $v_f < v_2 < v_g$.

Debe prestar particular atención a las unidades de diversas cantidades cuando los valores numéricos se sustituyen en las ecuaciones. La mayoría de los errores en esta etapa son por el uso de unidades inconsistentes. Por último, todo resultado irrazonable debe interpretarse como una indicación de posibles errores, y el análisis debe verificarse.

El planteamiento descrito se emplea consistentemente en los problemas ejemplo que siguen, sin establecer de manera explícita cada paso. En algunos ejemplos ciertos pasos no son aplicables o necesarios y pueden saltarse. Sin embargo, es conveniente subrayar la importancia de un enfoque lógico y ordenado para resolver problemas. La mayor parte de las dificultades encontradas al resolver un problema no se deben a la falta de conocimiento; la causa es la ausencia de coordinación. Se recomienda a los estudiantes de termodinámica que a nivel individual sigan estos pasos en la solución de problemas hasta que desarrollen un planteamiento sistemático propio que funcione mejor.

EJEMPLO 3-15

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 25 g de vapor de agua saturado que se mantiene a una presión constante de 300 kPa. Un calefactor de resistencia dentro del cilindro se activa y permite que circule una corriente de 0.2 A durante 5 min proveniente de una fuente de 120 V. Al mismo tiempo hay una pérdida de calor de 3.7 kJ. *a)* Muestre que para un sistema cerrado el trabajo de la frontera W_b y el cambio en la energía interna ΔU en la relación de

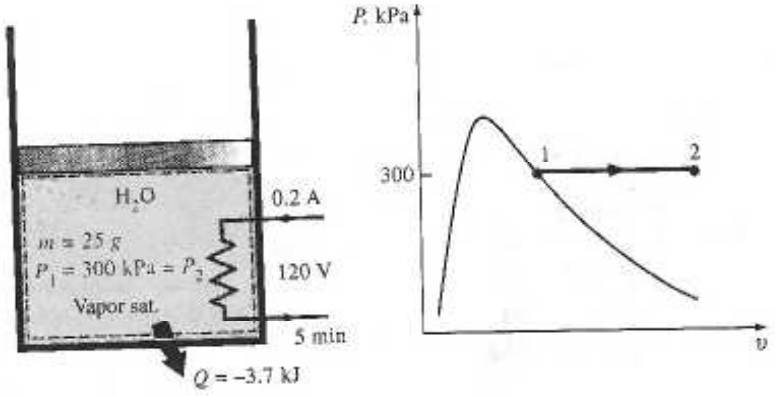


FIGURA 3-65
Dibujo y diagrama *P-V* para el ejemplo 3-15.

la primera ley pueden combinarse en un término, ΔH, en un proceso a presión constante. *b*) Determine la temperatura final del vapor.

Solución El agua y los alambres de la resistencia dentro del dispositivo de cilindro-émbolo se seleccionan como el sistema, y las fronteras del mismo se indican mediante líneas interrumpidas en la figura 3-65. En esta figura se muestra también el diagrama *P-v* para el proceso. Los alambres eléctricos constituyen una fracción muy pequeña del sistema; de modo que el cambio en la energía interna del sistema es el correspondiente a la del agua solamente.

a) Si descarta los cambios en las energías cinética y potencial y expresa el trabajo como la suma del trabajo de la frontera y de otras formas, la ecuación 3-35 se simplifica a

$$Q - W = \Delta U + \Delta \cancelto{0}{EC} + \Delta \cancelto{0}{EP}$$
$$Q - W_{otro} - W_b = U_2 - U_1$$

En un proceso a presión constante, el trabajo de la frontera está dado por la ecuación 3-19 como $W_b = P_0 (V_2 - V_1)$. Al sustituirlo en la relación anterior obtiene

$$Q - W_{otro} - P_0(V_2 - V_1) = U_2 - U_1$$

Pero $$P_0 = P_2 = P_1 \rightarrow Q - W_{otro} = (U_2 + P_2V_2) - (U_1 + P_1V_1)$$

También $H = U + PV$, y por tanto

$$Q - W_{otro} = H_2 - H_1 \quad \text{(kJ)} \tag{3-43}$$

la cual es la relación deseada (figura 3-66). *El empleo de esta ecuación es muy conveniente en el análisis de sistemas cerrados sometidos a un proceso de cuasiequilibrio a presión constante gracias a que el trabajo de la frontera se toma en cuenta de manera automática en los términos de la entalpía, y ya no es necesario determinarlo por separado.*

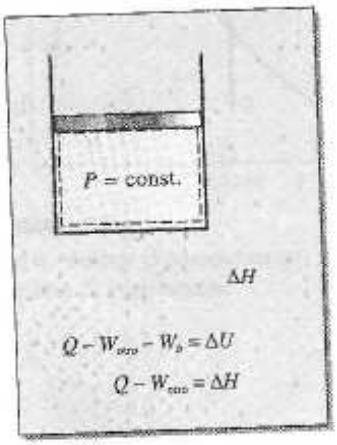


FIGURA 3-66
En un sistema cerrado sometido a un proceso de cuasiequilibrio a P = constante, $\Delta U + W_b = \Delta H$.

b) En este caso, la única forma de trabajo de otro tipo es el trabajo eléctrico, que puede determinarse de la ecuación 3-14:

$$W_e = VI\Delta t = (120\ \text{V})(0.2\ \text{A})(300\ \text{s})\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\,000\ \text{VA} \cdot \text{s}}\right) = 7.2\ \text{kJ}$$

Estado 1: $P_1 = 300$ kPa, vapor sat. $\Rightarrow$ $h_1 = h_{g\,@\,300\ \text{kPa}} = 2\,725.3$ kJ/kg (Tabla A-5)

La entalpía en el estado final se encuentra por la relación de la conservación de la energía para sistemas cerrados sometidos a un proceso a presión constante (ecuación 3-43):

$$Q - W_e = m(h_2 - h_1)$$
$$-3.7\ \text{kJ} - (-7.2\ \text{kJ}) = (0.025\ \text{kg})(h_2 - 2725.3\ \text{kJ/kg})$$
$$h_2 = 2865.3\ \text{kJ/kg}$$

Ahora el estado final está completamente especificado, puesto que conoce tanto la presión como la entalpía. La temperatura en este estado es

Estado 2: $P_2 = 300$ kPa, $h_2 = 2\,865.3$ kJ/kg $\Rightarrow$ $T_2 = 200°C$ (Tabla A-6)

Por consiguiente, el vapor estará a 200°C al final del proceso.

En sentido estricto, el cambio en la energía potencial del vapor no es cero en este proceso, porque el centro de gravedad del vapor se eleva un poco. Si supone un cambio de 1 m en la elevación (lo cual es bastante improbable), el cambio en la energía potencial del vapor sería (de la ecuación 3-24) 0.0002 kJ, el cual es muy pequeño comparado con los otros términos en la relación de la primera ley. Por tanto, en problemas de este tipo, siempre se descarta el término de la energía potencial.

EJEMPLO 3-16

Un tanque rígido con un volumen de 3 pie^3 está lleno con refrigerante 12 a 120 psia y 140°F. Después el refrigerante es enfriado hasta 20°F. Determine *a)* la masa del refrigerante, *b)* la presión final en el tanque y *c)* el calor transferido desde el refrigerante.

Solución El refrigerante en el tanque es el sistema. Un dibujo del sistema y del diagrama *T-v* del proceso se presentan en la figura 3-67. Puesto que no entra o sale masa del tanque durante el proceso, es un sistema cerrado.

a) Para encontrar la masa, es necesario conocer el volumen específico del refrigerante en el estado inicial, el cual se obtiene de la tabla A-13E:

Estado 1: $P_1 = 120$ psia, $T_1 = 140°F$ $\Rightarrow$ $v_1 = 0.389$ pie^3/lbm, $u_1 = 86.098$ Btu/lbm

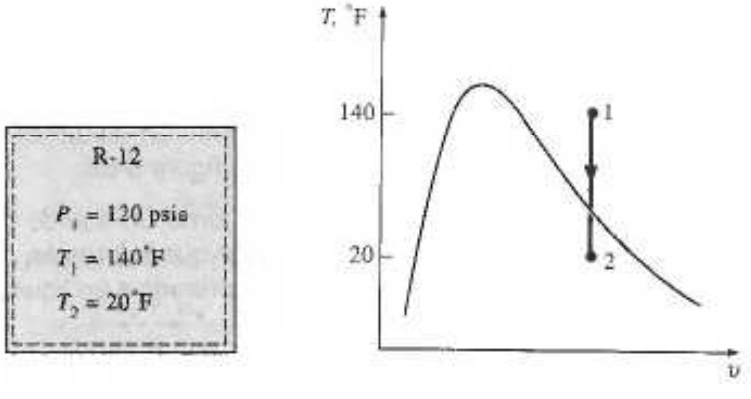


FIGURA 3-67
Dibujo y diagrama *T-v* para el ejemplo 3-16.

Por tanto, $$m = \frac{V}{v_1} = \frac{3 \text{ pie}^3}{0.389 \text{ pie}^3/\text{lbm}} = \mathbf{7.71 \text{ lbm}}$$

b) Éste es un proceso a volumen constante y, en consecuencia, $v_2 = v_1 = 0.389$ pie³/lbm

A 20°F $v_f = 0.01130$ pie³/lbm $u_f = 12.79$ Btu/lbm
$v_g = 1.0988$ pie³/lbm $u_g = 72.12$ Btu/lbm (Tabla A-11E)

El refrigerante es una mezcla saturada de líquido vapor en el estado final, puesto que $v_f < v_2 < v_g$. Por tanto, la presión es la de saturación a 20°F:

$$P_2 = P_{sat\ @\ 20°F} = \mathbf{35.736 \text{ psia}} \quad \text{(Tabla A-11E)}$$

c) Si supone que $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y reconoce que no hay interacciones de trabajo de la frontera o de otro tipo, observará que la relación de la primera ley (ecuación 3-35) se simplifica a

$$\overset{0}{Q} - \overset{0}{W} = \Delta U + \overset{0}{\Delta EC} + \overset{0}{\Delta EP}$$
$$Q = m(u_2 - u_1)$$

Para determinar u_2, primero necesita conocer la calidad x_2 en el estado final, la cual se determina de

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.389 - 0.0113}{1.0988 - 0.0113} = 0.348$$

Esto es, 34.8 por ciento del refrigerante está en la forma de vapor en el estado final. Entonces

$$u_2 = u_f + x_2 u_{fg}$$
$$= 12.79 \text{ Btu/lbm} + (0.348)[(72.12 - 12.79) \text{ Btu/lbm}]$$
$$= 33.44 \text{ Btu/lbm}$$

Al fin, si sustituye estos valores en la relación de la primera ley obtiene la transferencia de calor:

$$Q = (7.71 \text{ lbm})[(33.44 - 86.098) \text{ Btu/lbm}]$$
$$= -406.0 \text{ Btu}$$

El signo negativo indica que el calor está saliendo del sistema.

EJEMPLO 3-17

Se tiene un tanque rígido dividido en dos partes iguales mediante una separación. Al principio, un lado del tanque contiene 5 kg de agua a 200 kPa y 25°C, y el otro lado está vacío. Después la separación se quita y el agua se expande dentro de todo el tanque. Se deja que el agua intercambie calor con los alrededores hasta que la temperatura en el tanque regresa al valor inicial de 25°C. Determine: *a)* el volumen del tanque, *b)* la presión final y *c)* la transferencia de calor en este proceso.

Solución El agua en el tanque es el sistema. un dibujo del sistema y del diagrama *P-v* del proceso se muestran en la figura 3-68.

a) Al inicio el agua en el tanque existía como un líquido comprimido en virtud de que su presión (200 kPa) es mayor que la presión de saturación a 25°C (3.169 kPa). Si aproxima el líquido comprimido a un líquido saturado a la temperatura dada, encuentra

$$v_1 \cong v_{f\ @\ 25°C} = 0.001003 \text{ m}^3/\text{kg} \cong 0.001 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \text{(Tabla A-4)}$$

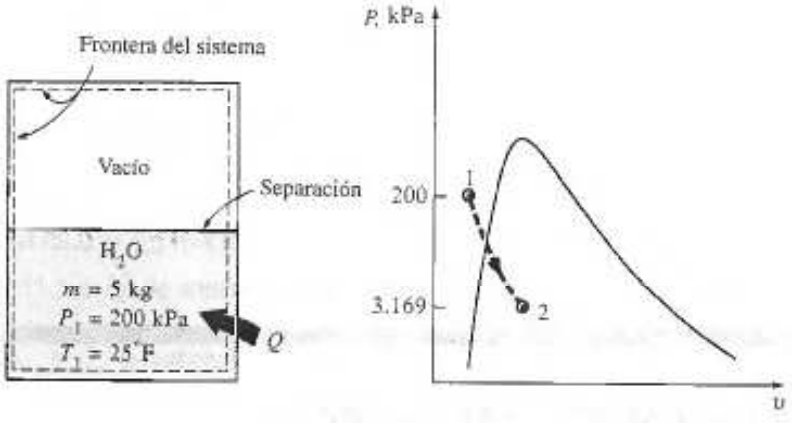


FIGURA 3-68
Dibujo y diagrama P-v para el ejemplo 3-17.

Entonces el volumen inicial del agua es

$$V_1 = mv_1 = (5\text{ kg})(0.001\text{ m}^3/\text{kg}) = 0.005\text{ m}^3$$

El volumen total del tanque es el doble de esta cantidad:

$$V_{\text{tanque}} = (2)(0.005\text{ m}^3) = \mathbf{0.01\ m^3}$$

b) En el estado final, el volumen específico del agua es

$$v_2 = \frac{V_2}{m} = \frac{0.01\text{ m}^3}{5\text{ kg}} = 0.002\text{ m}^3/\text{kg}$$

el cual es el doble del valor inicial del volumen específico. Se esperaba este resultado puesto que el volumen se duplica mientras que la cantidad de masa permanece constante.

A 25°C: $v_f = 0.001003\text{ m}^3/\text{kg}$ y $v_g = 43.36\text{ m}^3/\text{kg}$ (Tabla A-4)

Como $v_f < v_2 < v_g$, el agua es una mezcla saturada de líquido-vapor en el estado final y, por ello, la presión es la de saturación a 25°C:

$$P_2 = P_{\text{sat @ 25°C}} = 3.169\text{ kPa} \quad \text{(Tabla A-4)}$$

c) En este punto es necesario especificar el sistema al cual se aplicará la ecuación de la conservación de la energía. Esta vez elija el agua y el espacio evacuado como sistema. Las fronteras del mismo coinciden con las superficies interiores de las paredes del tanque. Si omite los cambios en las energías cinética y potencial, la relación de la primera ley para este sistema cerrado se reduce a

$$\begin{gathered} \overset{0}{Q} - \overset{0}{W} = \Delta U + \overset{0}{\Delta EC} + \overset{0}{\Delta EP} \\ Q = m(u_2 - u_1) \end{gathered}$$

Aunque el agua se expande durante este proceso, el sistema elegido incluye sólo fronteras fijas (las líneas interrumpidas) y por ello el trabajo de la frontera móvil es cero. Entonces $W = 0$ en virtud de que el sistema no implica cualquier otra forma de trabajo. (¿Usted llegará a la misma conclusión si elige el agua como sistema?)

De entrada,

$$u_1 \cong u_{f\,@\,25°C} = 104.88\text{ kJ/kg}$$

La calidad en el estado final se determina a partir de la información del volumen específico:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.002 - 0.001}{43.36 - 0.001} = 2.3 \times 10^{-5}$$

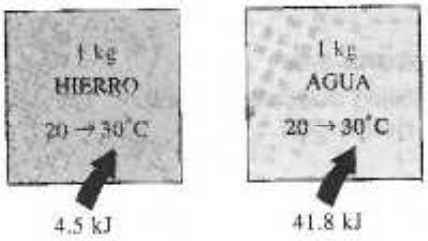


FIGURA 3-69
Se requieren diferentes cantidades de energía para elevar la temperatura de diferentes sustancias en la misma cantidad.

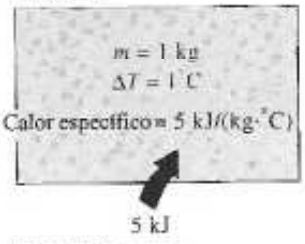


FIGURA 3-70
El calor específico es la energía requerida para elevar la temperatura de una masa unitaria de una sustancia en una unidad de una manera específica.

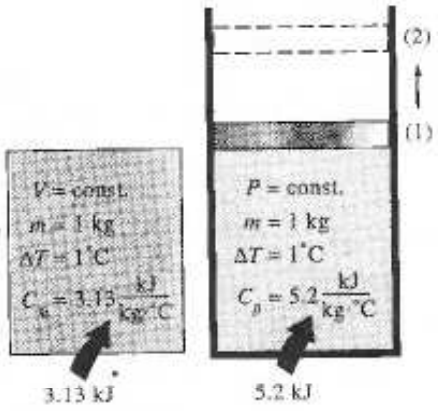


FIGURA 3-71
Calores específicos a volumen constante y presión constante C_v y C_p (los valores dados corresponden al gas helio).

En consecuencia,

$$\begin{aligned} u_2 &= u_f + x_2 u_{fg} \\ &= 104.88\ \text{kJ/kg} + (2.3 \times 10^{-5})(2304.9\ \text{kJ/kg}) \\ &= 104.93\ \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

La sustitución produce

$$Q = (5\ \text{kg})[(104.93 - 104.88)\ \text{kJ/kg})] = 0.25\ \text{kJ}$$

El signo positivo indica que el calor se transfiere al agua.

3-7 ■ CALORES ESPECÍFICOS

Es del conocimiento común que se requieren diferentes cantidades de energía para aumentar la temperatura de masas idénticas de diferentes sustancias en un grado; por ejemplo, son necesarios cerca de 4.5 kJ de energía para elevar la temperatura de 1 kg de hierro de 20 a 30°C, en tanto que se necesita cerca de nueve veces esta energía (41.8 kJ exactamente) para incrementar la temperatura de 1 kg de agua líquida en la misma cantidad (figura 3-69). Por tanto, es deseable tener una propiedad que permita comparar las capacidades de almacenamiento de energía de diferentes sustancias. Esta propiedad se llama calor específico.

El **calor específico** se define como *la energía requerida para elevar la temperatura de una masa unitaria de una sustancia en un grado* (figura 3-70). En general, esta energía dependerá de cómo se ejecute el proceso. En termodinámica, interesan dos tipos de calores específicos: **calor específico a volumen constante** C_v y **calor específico a presión constante** C_p.

El calor específico a volumen constante C_v puede considerarse como *la energía requerida para aumentar la temperatura de una masa unitaria de una sustancia en un grado, cuando el volumen se mantiene constante.* La energía requerida para hacer lo mismo cuando la presión se mantiene constante es el calor específico a presión constante C_p. La figura 3-71 lo ilustra. El calor específico a presión constante C_p siempre es mayor que C_v debido a que a presión constante el sistema se expande y la energía para este trabajo de expansión también debe suministrarse al sistema.

Ahora los calores específicos serán expresados en términos de otras propiedades termodinámicas. En primer lugar, considere un sistema cerrado estacionario sometido a un proceso a volumen constante ($w_b = 0$). La relación de la primera ley para este proceso se expresa en la forma diferencial como

$$\delta q - \delta w_{\text{otro}} = du$$

El lado izquierdo de esta ecuación ($\delta q - \delta w_{\text{otro}}$) representa la cantidad de energía transferida al sistema en la forma de calor y/o trabajo. De la definición de C_v, esta energía debe ser igual a $C_v\,dT$, donde dT es el cambio diferencial en la temperatura. Por tanto,

$$C_v\,dT = du \qquad \text{a volumen constante}$$

o

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \tag{3-44}$$

De modo similar, es posible obtener una expresión para el calor específico a presión constante C_p si considera un proceso a presión constante ($w_b + \Delta u = \Delta h$). Esto produce

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \tag{3-45}$$

Las ecuaciones 3-44 y 3-45 definen C_v y C_p y su interpretación se presenta en la figura 3-72.

Advierta que C_v y C_p se expresan en términos de otras propiedades, por lo que también deben ser propiedades. Al igual que cualquier propiedad, los calores específicos de una sustancia dependen del estado que, en general, se especifica por medio de dos propiedades intensivas independientes. Esto es, la energía requerida para elevar la temperatura de una sustancia en un grado será diferente a temperaturas y presiones diferentes (figura 3-73). Sin embargo, esta diferencia suele ser no muy grande.

Unas cuantas observaciones en relación con las ecuaciones 3-44 y 3-45. Primera, estas ecuaciones son *relaciones de propiedades* y como tales *son independientes del tipo de proceso*. Son válidas para *cualquier* sustancia sujeta a *cualquier* proceso. La única aplicación que C_v tiene en un proceso a volumen constante es que viene a ser la energía transferida a un sistema durante un proceso a volumen constante por unidad de masa por grado unitario de aumento en la temperatura. Ésta es la forma como se determinan los valores de C_v. También es la manera en que se origina el nombre *calor específico a volumen constante*. De igual modo, la energía transferida a un sistema por unidad de masa por aumento de temperatura unitario durante un proceso a presión constante viene a ser igual a C_p. Así se determinan los valores de C_p y se explica el origen del nombre *calor específico a presión constante*.

Otra observación es que C_v se relaciona con los cambios en la *energía interna* y C_p con los cambios en la *entalpía*. En efecto, sería más apropiado definir C_v como *el cambio en la energía interna específica de una sustancia por cambio unitario en la temperatura a volumen constante*. De igual modo, C_p se define como *el cambio en la entalpía específica de una sustancia por cambio unitario en la temperatura a presión constante*. En otras palabras, C_v es una medida de la variación de la energía interna de una sustancia con la temperatura y C_p es una medida de la variación de la entalpía de una sustancia con la temperatura.

Tanto la energía interna como la entalpía de una sustancia pueden cambiarse mediante la transferencia de *energía* en cualquier forma, siendo el calor sólo una de ellas. En consecuencia, el término *energía específica* es más apropiado que el término *calor específico*, el cual implica que la energía se transfiere (e incluso se almacena) en forma de calor.

Una unidad común para los calores específicos es kJ/(kg · °C) o kJ/(kg · K). Advierta que estas dos unidades son *idénticas* puesto que $\Delta T(°C) = \Delta T(K)$, y un cambio de 1°C en la temperatura es equivalente a un cambio de 1K (véase la sección 1-10). Los calores específicos algunas veces se proporcionan en una *base molar*. Se denotan por medio de $\bar{C}_v$ y $\bar{C}_p$ y tienen la unidad kJ/(kmol · °C) o kJ/(kmol · K).

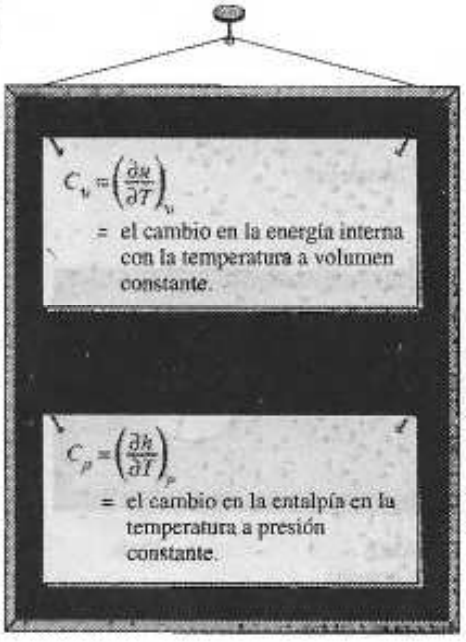


FIGURA 3-72
Definiciones formales de C_v y C_p.

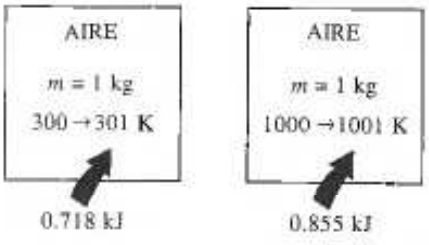


FIGURA 3-73
El calor específico de una sustancia cambia con la temperatura.

3-8 ■ ENERGÍA INTERNA, ENTALPÍA Y CALORES ESPECÍFICOS DE GASES IDEALES

En el capítulo 2, se definió un gas ideal como aquel cuya temperatura, presión y volumen específico se relacionan por medio de

$$Pv = RT$$

Se ha demostrado a nivel matemático (capítulo 11) y experimentalmente (Joule, 1843) que para un gas ideal la energía interna es sólo función de la temperatura. Esto es,

$$u = u(T) \tag{3-46}$$

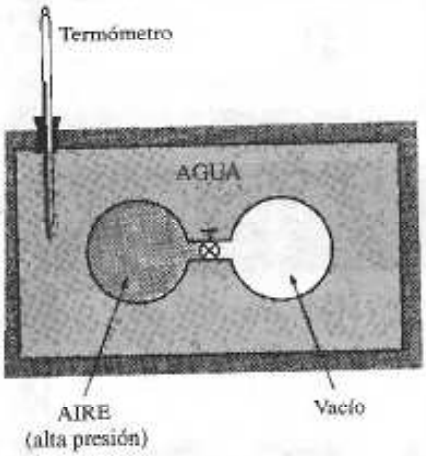


FIGURA 3-74
Dibujo del aparato experimental utilizado por Joule.

En su experimento clásico, Joule sumergió dos tanques conectados por medio de un tubo y una válvula en un baño de agua, como se muestra en la figura 3-74. Al inicio, un tanque contenía aire con presión elevada y en el otro vacío. Cuando se alcanzó el equilibrio térmico, Joule abrió la válvula y dejó pasar aire de un tanque a otro hasta que las presiones se igualaron. Joule no observó cambio en la temperatura del baño de agua y supuso que no se había transferido calor hacia o del aire. Puesto que tampoco se había efectuado trabajo, concluyó que la energía interna del aire no cambiaba aunque lo hicieran el volumen y la presión. Por consiguiente, pensó, que la energía interna es una función exclusiva de la temperatura y no de la presión o el volumen específico. (Joule demostró que para gases que se desvían significativamente del comportamiento de gas ideal, la energía interna no es sólo una función de la temperatura.)

Con la definición de la entalpía y la ecuación de estado de un gas ideal, tiene

$$\left.\begin{aligned} h &= u + Pv \\ Pv &= RT \end{aligned}\right\} \quad h = u + RT$$

Puesto que R es constante y $u = u(T)$, se deduce que la entalpía de un gas ideal es también sólo una función de la temperatura:

$$h = h(T) \tag{3-47}$$

$u = u(T)$
$h = h(T)$
$C_v = C_v(T)$
$C_p = C_p(T)$

FIGURA 3-75
En los gases ideales u, h, C_v y C_p varían sólo con la temperatura.

Como u y h sólo dependen de la temperatura en un gas ideal, los calores específicos C_v y C_p dependen también, a lo sumo, sólo de la temperatura. Por consiguiente, *a una temperatura dada u, h, C_v y C_p de un gas ideal tienen valores físicos independientes del volumen o la presión específicos* (figura 3-75). Así que para gases ideales, las derivadas parciales en las ecuaciones 3-44 y 3-45 pueden sustituirse por derivadas ordinarias. Entonces los cambios diferenciales en la energía interna y la entalpía de un gas ideal se expresan como

$$du = C_v(T)\,dT \tag{3-48}$$

y

$$dh = C_p(T)\,dT \tag{3-49}$$

El cambio en la energía interna o la entalpía en un gas ideal durante un proceso del estado 1 al estado 2 se determina integrando estas ecuaciones:

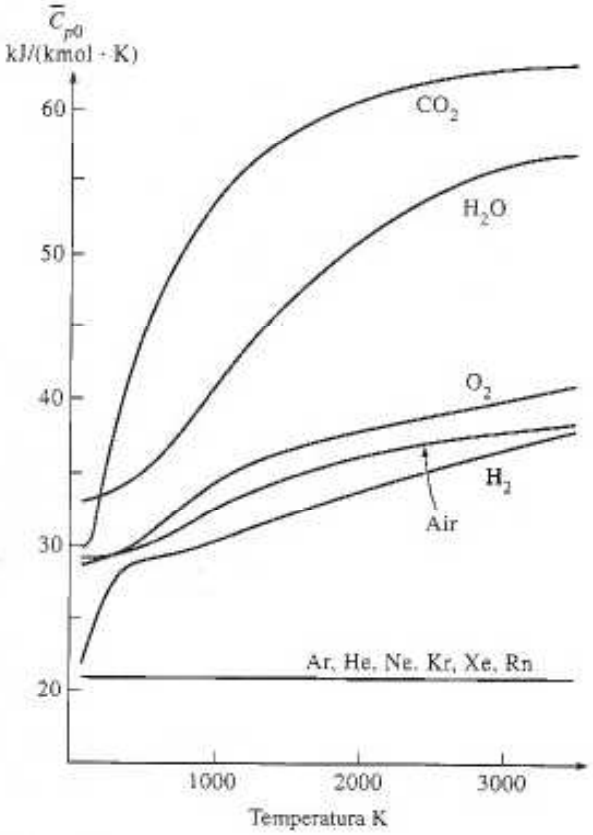


FIGURA 3-76
Calores específicos a presión constante de gas ideal para algunos gases (véase la tabla A-2c para las ecuaciones de $\bar{C}_{p0}$.

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 C_v(T)\,dT \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (3\text{-}50)$$

y

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 C_p(T)\,dT \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (3\text{-}51)$$

Para realizar estas integraciones, es necesario tener las relaciones para C_v y C_p como funciones de la temperatura.

A bajas presiones todos los gases se aproximan al comportamiento de gas ideal y, por tanto, sus calores específicos dependen sólo de la temperatura. Los calores específicos de gases reales a bajas presiones se llaman *calores específicos de gas ideal*, o *calores específicos de presión cero*, y suelen denotarse C_{p0} y C_{v0}. Es posible obtener expresiones analíticas exactas para los calores específicos de gases ideales, con base en mediciones directas o cálculos del comportamiento estadístico de moléculas; dichas expresiones se presentan como polinomios de tercer grado en el apéndice (tabla A-2c) para diversos gases. Una gráfica de datos de $\bar{C}_{p0}(T)$ para algunos gases comunes se presenta en la figura 3-76.

El empleo de los datos de calores específicos de gases ideales se limita a bajas presiones, aunque estos datos también pueden utilizarse a presiones moderadamente altas con razonable exactitud, siempre que el gas no se desvíe de manera significativa del comportamiento de gas ideal.

Las integraciones en las ecuaciones 3-50 y 3-51 son directas pero consumen demasiado tiempo y por ello son imprácticas. Para evitar cálculos laboriosos,

AIRE

T, K	u, kJ/kg	h, kJ/kg
0	0	0
.	.	.
.	.	.
300	214.17	300.19
310	221.25	310.24
.	.	.
.	.	.

FIGURA 3-77
En la elaboración de tablas de gas ideal, 0 K se elige como la temperatura de referencia.

los datos de u y h para varios gases se han tabulado respecto de pequeños intervalos de temperatura. Esas tablas se obtienen al elegir un punto de referencia arbitrario y efectuar las integraciones de las ecuaciones 3-50 y 3-51 tratando al estado 1 como el de referencia. En las tablas de gas ideal incluidas en el apéndice, el cero kelvin se elige como el estado de referencia, y tanto a la entalpía como a la energía interna se les asigna el valor cero en ese estado (figura 3-77). La elección del estado de referencia no afecta los cálculos de Δu o Δh. Los datos de u y h están en kJ/kg para el aire (tabla A-17) y en kJ/kmol para otros gases (N_2, O_2, CO_2, H_2O y H_2). La unidad kJ/kmol es muy conveniente en el análisis termodinámico de reacciones químicas.

Algunas observaciones sobre la figura 3-76; en primer término, los calores específicos de gases con moléculas complejas (moléculas con dos o más átomos) son más altos y aumentan con la temperatura. Segunda, la variación de los calores específicos con la temperatura es suave y puede aproximarse como lineal a lo largo de pequeños intervalos de temperatura (unos cuantos cientos de grados o menos). En ese caso las funciones de calor específico en las ecuaciones 3-50 y 3-51 se sustituyen por los valores constantes del calor específico promedio, después, las integraciones en estas ecuaciones se efectúan, obteniendo

$$u_2 - u_1 = C_{v,av}(T_2 - T_1) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{3-52}$$

y

$$h_2 - h_1 = C_{p,av}(T_2 - T_1) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{3-53}$$

Los valores de los calores específicos para algunos gases comunes se listan como una función de la temperatura en la tabla A-2*b*. Los calores específicos promedio $C_{p,prom}$ y $C_{v,prom}$ se evalúan a partir de esta tabla a la temperatura promedio $(T_1 + T_2)/2$, como se muestra en la figura 3-78. Si no se conoce la temperatura final T_2, es posible evaluar los calores específicos a T_1 o a la temperatura promedio prevista. Después, es posible determinar T_2 con los valores de calor específico. El valor de T_2 puede mejorarse si es necesario, al evaluar los calores específicos a la nueva temperatura promedio.

Otra manera de determinar los calores específicos promedio es evaluarlos a T_1 y T_2 y calcular después su promedio. Ambos métodos suelen brindar resultados buenos y no necesariamente uno es mejor que el otro.

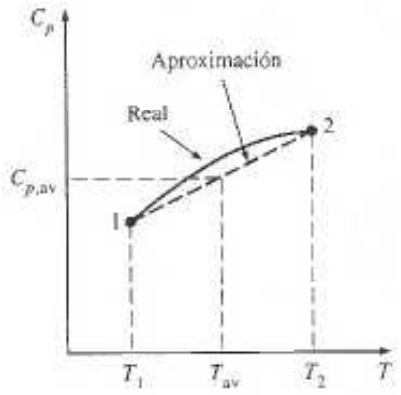


FIGURA 3-78
En intervalos de temperatura pequeños, puede suponerse que los calores específicos varían linealmente con la temperatura.

Otra observación a la figura 3-76, es que los calores específicos de gas ideal de *gases monoatómicos* como el argón, el neón y el helio permanecen constantes a lo largo de todo el intervalo de temperatura. De modo que Δu y Δh de gases monoatómicos pueden evaluarse fácilmente de las ecuaciones 3-52 y 3-53.

Advierta que las relaciones de Δu y Δh dadas antes no se restringen a un tipo particular de proceso. Son válidas para todos los procesos. La presencia del calor específico a volumen constante C_v en una ecuación no implica que esta ecuación sea válida sólo para un proceso a volumen constante. Por el contrario, la relación $\Delta u = C_{v,\text{prom}}\Delta T$ es válida para *cualquier* gas ideal sujeto a *cualquier* proceso (figura 3-79). Un argumento similar se aplica para C_p y Δh.

Para resumir, hay tres maneras para determinar los cambios de la energía interna y de la entalpía de gases ideales (figura 3-80):

1 Usar los datos tabulados de u y h. Es la manera más fácil y más exacta cuando se tienen las tablas a la mano.

2 Emplear las relaciones de C_v o C_p como una función de la temperatura y efectuar las integraciones. Es muy inconveniente en los cálculos manuales, aunque bastante deseable en los computarizados. Los resultados obtenidos son muy exactos.

3 Utilizar los calores específicos promedio. Es muy simple y en verdad conveniente cuando no se cuenta con tablas de propiedades. Los resultados obtenidos son razonablemente exactos si el intervalo de temperatura no es muy grande.

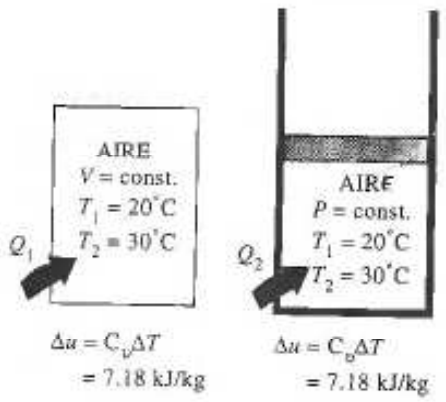


FIGURA 3-79
La relación $\Delta u = C_v\,\Delta T$ es válida en *cualquier* tipo de proceso a volumen constante o no.

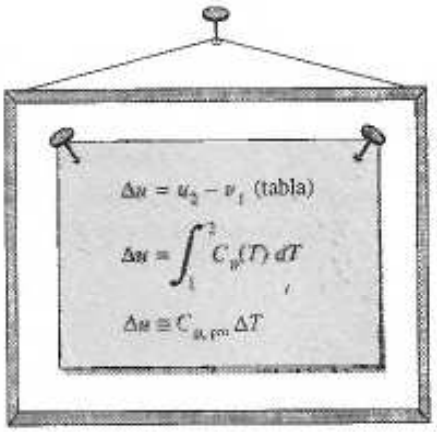


FIGURA 3-80
Tres maneras de calcular Δu.

Relaciones de calores específicos de gases ideales

Una relación especial entre C_p y C_v se obtiene al diferenciar la relación $h = u + RT$, lo que produce

$$dh = du + R\,dT$$

Al sustituir dh por $C_p\,dT$ y du por $C_v\,dT$ y dividir la expresión resultante entre dT, obtiene

$$C_p = C_v + R \qquad [\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}] \tag{3-54}$$

Ésta es una importante relación para los gases ideales, porque permite determinar C_v a partir del conocimiento de C_p y de la constante de gas R.

Cuando se proporcionan los calores específicos en una base molar, R en la ecuación anterior debe sustituirse por la constante de gas universal R_u (figura 3-81). Esto es,

$$\bar{C}_p = \bar{C}_v + R_u \qquad [\text{kJ/(kmol}\cdot\text{K)}] \tag{3-55}$$

En este punto es pertinente otra propiedad de gas ideal llamada la **relación de calores específicos** k, definida como

$$k = \frac{C_p}{C_v} \tag{3-56}$$

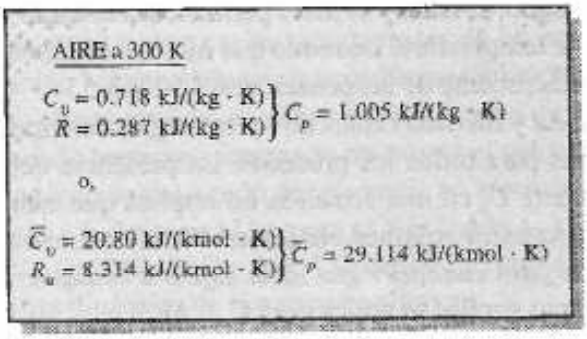


FIGURA 3-81
El C_p de un gas ideal puede determinarse si se conoce C_v y R.

La relación de calores específicos también varía con la temperatura, aunque esta variación es muy insignificante. En gases monoatómicos, su valor es constante en 1.667. Muchos gases diatómicos, incluido el aire, tienen una razón de calor específico de 1.4 a temperatura ambiente.

EJEMPLO 3-18

Aire a 300 K y 200 kPa se calienta a presión constante hasta 600 K. Determine el cambio en la energía interna del aire por unidad de masa, con: *a)* datos de la tabla del aire (tabla A-17), *b)* la forma funcional del calor específico (tabla A-2*c*) y *c)* el valor del calor específico promedio (tabla A-2*b*).

Solución A las condiciones especificadas, el aire es como un gas ideal ya que se encuentra a elevada temperatura y baja presión respecto de sus valores de punto crítico ($T_{cr} = -147°C$, $P_{cr} = 3390$ kPa para el nitrógeno, el principal constituyente del aire). El cambio en la energía interna Δu de gases ideales sólo depende de las temperaturas inicial y final, y no del tipo de proceso. De manera que la solución dada es válida para cualquier tipo de proceso.

a) Una manera de determinar el cambio en la energía interna del aire es leer los valores de u a T_1 y T_2 de la tabla A-17 y tomar la diferencia:

$$u_1 = u_{@\,300\,K} = 214.07 \text{ kJ/kg}$$
$$u_2 = u_{@\,600\,K} = 434.78 \text{ kJ/kg}$$

Por tanto, $$\Delta u = u_2 - u_1 = (434.78 - 214.07) \text{ kJ/kg} = 220.71 \text{ kJ/kg}$$

b) El cambio en la energía interna del aire al usar la forma funcional del calor específico, se determina como sigue: el $\bar{C}_p(T)$ del aire se presenta en la tabla A-2*c* en la forma de un polinomio de tercer grado expresado como

$$\bar{C}_p(T) = a + bT + cT^2 + dT^3$$

donde $a = 28.11$, $b = 0.1967 \times 10^{-2}$, $c = 0.4802 \times 10^{-5}$ y $d = -1.966 \times 10^{-9}$. De la ecuación 3-55,

$$\bar{C}_v(T) = \bar{C}_p - R_u = (a - R_u) + bT + cT^2 + dT^3$$

De la ecuación 3-50,

$$\Delta \bar{u} = \int_1^2 \bar{C}_v(T)\, dT$$
$$= \int_{T_1}^{T_2} [(a - R_u) + bT + cT^2 + dT^3]\, dT$$

Al efectuar la integración y sustituir los valores, obtiene

$$\Delta \bar{u} = 6447.15 \text{ kJ/kmol}$$

El cambio en la energía interna sobre una base de masa unitaria se determina al dividir este valor entre la masa molar del aire (tabla A-1):

$$\Delta u = \frac{\Delta \bar{u}}{M} = \frac{6447.15 \text{ kJ/kmol}}{28.97 \text{ kg/kmol}} = 222.55 \text{ kJ/kg}$$

la cual difiere del resultado exacto en 0.8 por ciento.

b) El valor promedio del calor específico a volumen constante $C_{v,\text{pro}}$ se determina de la tabla A-2*b* a la temperatura promedio $(T_1 + T_2)/2 = 450$ K será

$$C_{v,\text{av}} = C_{v\,@\,450\text{ K}} = 0.733 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

Por tanto,
$$\Delta u = C_{v,\text{av}}(T_2 - T_1) = [0.733 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}][(600 - 300) \text{ K}]$$
$$= 219.9 \text{ kJ/kg}$$

Esta respuesta difiere del resultado exacto (220.71 kJ/kg) por sólo 0.4 por ciento. Esta gran concordancia no es sorprendente porque la suposición de que C_v varía linealmente con la temperatura es razonable en intervalos de temperatura de unos cuantos cientos de grados. Si hubiera empleado el valor de C_v a $T_1 = 300$ K en lugar de a T_{pro}, el resultado sería 215.4 kJ/kg, el cual tiene un error de aproximadamente 2 por ciento. Los errores de esta magnitud son aceptables para la mayor parte de los fines de la ingeniería.

EJEMPLO 3-19

Un tanque rígido aislado contiene inicialmente 1.5 lbm de helio a 80°F y 50 psia. Una hélice con una potencia nominal 0.02 hp opera dentro del tanque durante 30 min. Determine *a)* la temperatura final, y *b)* la presión final del gas helio.

Solución Considere al gas helio dentro del tanque como el sistema, el cual es cerrado y estacionario. Un dibujo del sistema y del diagrama *P-v* del proceso se muestran en la figura 3-82. El gas helio en las condiciones especificadas puede considerarse como un gas ideal, ya que se encuentra a muy alta temperatura respecto de la del punto crítico ($T_{cr} = -451$°F para el helio).

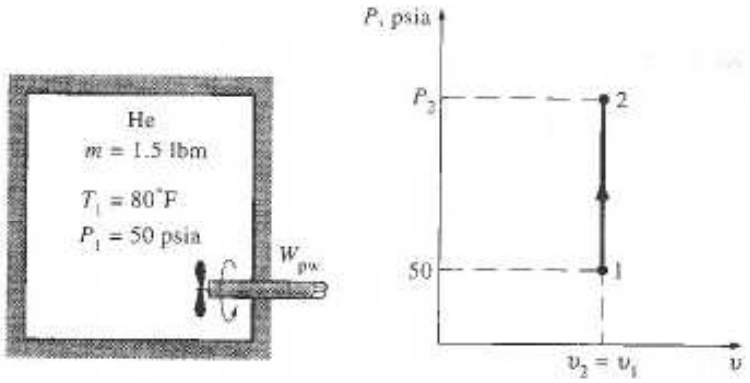


FIGURA 3-82
Dibujo y diagrama *P-v* para el ejemplo 3-19.

a) La cantidad del trabajo de la hélice efectuado sobre el sistema es

$$W_{hél} = \dot{W}_{hél}\,\Delta t = (-0.02\text{ hp})(0.5\text{ h})\left(\frac{2\,545\text{ Btu/h}}{1\text{ hp}}\right) = -25.45\text{ Btu}$$

Puesto que no hay fronteras móviles, el trabajo de la frontera es cero ($W_b = 0$) y las pérdidas de calor se desprecian en vista de que el sistema está perfectamente aislado ($Q = 0$). Se supone que el sistema es estacionario; de modo que el cambio en las energías cinética y potencial también es cero ($\Delta EC = \Delta EP = 0$). La ecuación de la conservación de la energía para este sistema cerrado se reduce a

$$\begin{aligned} \overset{0}{\dot{Q}} - \dot{W}_{hél} - \overset{0}{\dot{W}_b} &= \Delta U + \overset{0}{\Delta EC} + \overset{0}{\Delta EP} \\ -W_{hél} &= m(u_2 - u_1) \cong mC_{v,\,prom}(T_2 - T_1) \end{aligned}$$

Como se apuntó los calores específicos de gas ideal de gases monoatómicos (siendo el helio uno de ellos) son constantes. El valor de C_v del helio se obtiene de la tabla A-2E*a* como $C_v = 0.753$ Btu/(lbm · °F). Si sustituye ésta y las demás cantidades conocidas en la ecuación de energía anterior, obtiene

$$\begin{aligned} -(-25.45\text{ Btu}) &= (1.5\text{ lbm})[0.753\text{ Btu/(lbm} \cdot \text{°F)}](T_2 - 80\text{°F}) \\ T_2 &= 102.5\text{°F} \end{aligned}$$

b) La presión final se obtiene de la relación de gas ideal

$$\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_2V_2}{T_2}$$

donde V_1 y V_2 son idénticas y se cancelan. La presión final se convierte en

$$\begin{aligned} \frac{50\text{ psia}}{(80 + 460)\text{ R}} &= \frac{P_2}{(102.5 + 460)\text{ R}} \\ P_2 &= 53.1\text{ psia} \end{aligned}$$

EJEMPLO 3-20

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.5 m³ de gas nitrógeno a 400 kPa y 27°C. Un calefactor eléctrico dentro del dispositivo se activa y se deja circular durante 5 min, una corriente de 2A proveniente de una fuente de 120 V. El nitrógeno se dilata a presión constante y ocurre una pérdida de calor de 2 800 J durante el proceso. Determine la temperatura del nitrógeno, usando los datos de la tabla correspondiente al mismo (tabla A-18).

Solución Esta vez el nitrógeno en el dispositivo de cilindro-émbolo es el sistema. En la figura 3-83 se presentan un dibujo del sistema y el diagrama *P-v* del proceso. En las condiciones especificadas el gas nitrógeno se puede considerar como un gas ideal por su alta temperatura y baja presión respecto de sus valores del punto crítico ($T_{cr} = -147$°C, $P_{cr} = 3\,390$ kPa).

Primero determine el trabajo eléctrico efectuado sobre el nitrógeno:

$$W_e = VI\,\Delta t = -(120\text{ V})(2\text{ A})(5 \times 60\text{ s})\left(\frac{1\text{ kJ}}{1000\text{ VA} \cdot \text{s}}\right) = -72$$

El signo negativo se añade debido a que el trabajo se hace sobre el sistema

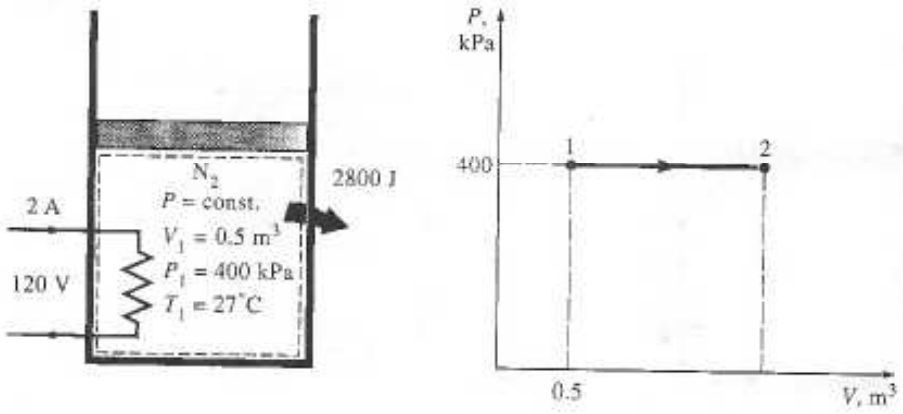


FIGURA 3-83
Dibujo y diagrama *P-V* para el ejemplo 3-20.

El número de moles del nitrógeno se obtiene de la relación de gas ideal:

$$N = \frac{P_1 V_1}{R_u T_1} = \frac{(400\ \text{kPa})(0.5\ \text{m}^3)}{[8.314\ \text{kJ/(kmol} \cdot \text{K)}](300\ \text{K})} = 0.080\ \text{kmol}$$

Cuando hay otros gases además del aire, resulta más conveniente trabajar con número de moles en vez de masas, porque todos los datos de u y h se presentan en una base molar (figura 3-84). Si supone que no hay cambios en las energías cinética y potencial ($\Delta EC = \Delta EP = 0$), la ecuación de la conservación de la energía para este sistema cerrado se escribe como

$$Q - W_b - W_o = \Delta U$$

En el proceso a presión constante de un sistema cerrado, $\Delta U + W_b$ es equivalente a ΔH. De tal modo,

$$Q - W_o = \Delta H = m(h_2 - h_1) = N(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)$$

De acuerdo con la tabla del nitrógeno, $\bar{h}_1 = \bar{h}_{@300\ \text{K}} = 8\,723$ kJ/kmol. La única cantidad desconocida en la ecuación anterior es $\bar{h}_2$, y se encuentra que su valor es

$$-2.8\ \text{kJ} - (-72\ \text{kJ}) = (0.08\ \text{kmol})(\bar{h}_2 - 8723\ \text{kJ/kmol})$$
$$\bar{h}_2 = 9588\ \text{kJ/kmol}$$

La temperatura correspondiente a este valor de entalpía es

$$T_2 = 329.7\ \text{K} = 56.7°\text{C}$$

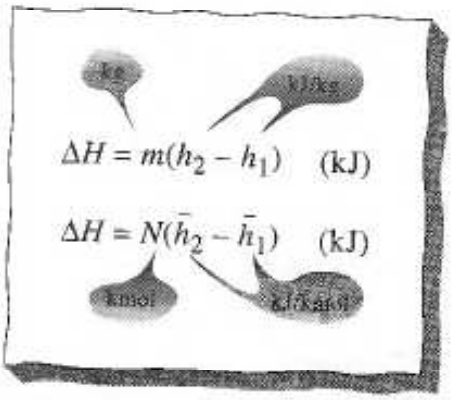


FIGURA 3-84
Dos maneras equivalentes de determinar el cambio en la entalpía total ΔH.

EJEMPLO 3-21

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene aire a 150 kPa y 27°C. En ese estado, el émbolo descansa sobre un par de topes, como se muestra en la figura 3-85, y el volumen encerrado es de 400 L. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 350 kPa para moverlo. El aire se calienta después hasta que se duplica su volumen. Determine *a)* la temperatura final, *b)* el trabajo efectuado por el aire y *c)* el calor total suministrado.

Solución El aire contenido dentro del dispositivo cilindro-émbolo es la elección obvia para ser el sistema, y puesto que nada de masa cruza las fronteras del mismo, es un sistema cerrado. Bajo las condiciones dadas puede suponerse que el aire se comportará como un gas ideal por su elevada temperatura y baja presión respecto de los valores del punto crítico ($T_{cr} = -147°\text{C}$,

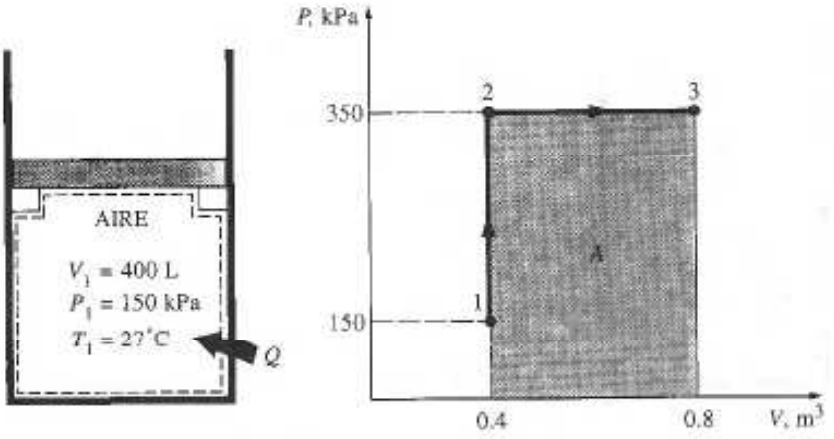


FIGURA 3-85
Dibujo y diagrama *P-V* para el ejemplo 3-21.

$P_{cr} = 3\,390$ kPa para el nitrógeno, el principal constituyente del aire). Este proceso puede considerarse en dos partes: un proceso a volumen constante durante el cual la presión aumenta a 350 kPa y un proceso a presión constante durante el cual el volumen se duplica.

a) La temperatura final se obtiene fácilmente utilizando la relación de gas ideal entre los estados 1 y 3 en la siguiente forma:

$$\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_3V_3}{T_3} \longrightarrow \frac{(150\text{ kPa})(V_1)}{300\text{ K}} = \frac{(350\text{ kPa})(2V_1)}{T_3}$$

$$T_3 = 1400\text{ K}$$

b) El trabajo efectuado podría determinarse por la ecuación 3-18 mediante integración, pero en este caso es mucho más sencillo encontrarlo a partir del área bajo la curva del proceso en un diagrama *P-V*, mostrado en la figura 3-85:

$$A = (V_2 - V_1)(P_2) = (0.4\text{ m}^3)(350\text{ kPa}) = 140\text{ m}^3 \cdot \text{kPa}$$

En consecuencia, $W_{13} = 140$ kJ

El trabajo lo efectúa el sistema (para elevar el émbolo y empujar a un lado el aire atmosférico), de modo que es positivo.

c) La transferencia de calor total se determina por la relación de la primera ley escrita entre los estados inicial y final. Suponga $\Delta EC = \Delta EP = 0$,

$$Q_{13} - W_{13} = U_3 - U_1 = m(u_3 - u_1)$$

La masa del sistema puede determinarse de la ecuación de estado de gas ideal:

$$m = \frac{P_1V_1}{RT_1} = \frac{(150\text{ kPa})(0.4\text{ m}^3)}{[0.287\text{ kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kg} \cdot \text{K})](300\text{ K})} = 0.697\text{ kg}$$

Las energías internas se obtienen de la tabla del aire (tabla A-17),

$$u_1 = u_{@\,300\,\text{K}} = 214.07\text{ kJ/kg}$$
$$u_3 = u_{@\,1400\,\text{K}} = 1113.52\text{ kJ/kg}$$

Por tanto, $Q_{13} - 140\text{ kJ} = (0.697\text{ kg})[(1113.52 - 214.07)\text{ kJ/kg}]$

$$Q_{13} = 766.9\text{ kJ}$$

El signo positivo indica que el calor se transfiere al sistema.

3-9 ■ ENERGÍA INTERNA, ENTALPÍA Y CALORES ESPECÍFICOS DE SÓLIDOS Y LÍQUIDOS

Una sustancia cuyo volumen específico (o densidad) es constante se llama **sustancia incompresible**. Los volúmenes específicos de sólidos y líquidos permanecen esencialmente constantes durante un proceso (figura 3-86). Por tanto, los líquidos y sólidos son sustancias incompresibles, sin sacrificar mucha exactitud. Es necesario considerar la suposición de volumen constante para implicar que el cambio de la energía asociada con el volumen, como el trabajo de la frontera, es despreciable en comparación con otras formas de energía. De otro modo, esta suposición sería absurda en el estudio de los esfuerzos térmicos en sólidos (causados por el cambio del volumen con la temperatura) o al analizar líquidos en termómetros de vidrio.



FIGURA 3-86
Los volúmenes específicos de sustancias incompresibles permanecen constantes durante un proceso.

Es posible demostrar matemáticamente (capítulo 11) que los calores específicos a volumen constante y a presión constante son idénticos para sustancias incompresibles (figura 3-87). En consecuencia, para sólidos y líquidos los subíndices en C_p y C_v pueden eliminarse y ambos calores específicos representarse por medio de un solo símbolo C. Esto es,

$$C_p = C_v = C \tag{3-57}$$

Este resultado también se deriva de las definiciones físicas de los calores específicos a volumen constante y presión constante. En la tabla A-3 se presentan los valores de calor específico correspondientes a diversos líquidos y sólidos comunes.

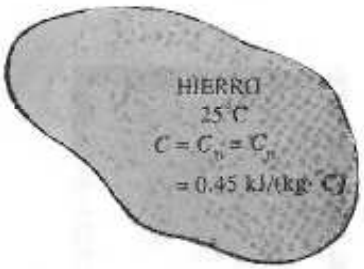


FIGURA 3-87
Los valores de C_v y C_p de sustancias incompresibles son idénticos y se denotan mediante C.

Al igual que los de los gases ideales, los calores específicos de sustancias incompresibles dependen sólo de la temperatura. De modo que las diferenciales parciales en la ecuación que define a C_v (ecuación 3-44) pueden sustituirse por diferenciales ordinarias, lo cual produce

$$du = C_v\,dT = C(T)\,dt \tag{3-58}$$

Entonces el cambio en la energía interna entre los estados 1 y 2 se obtiene mediante integración:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 C(T)\,dT \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{3-59}$$

La variación del calor específico C con la temperatura debe conocerse antes de que sea posible llevar a cabo esta integración. Para pequeños intervalos de temperatura debe utilizarse y tratarse como constante un valor de C a la temperatura promedio, lo que resulta en

$$\Delta u \cong C_{\text{prom}}(T_2 - T_1) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{3-60}$$

El cambio en la entalpía de sustancias incompresibles (sólidos o líquidos) durante procesos 1-2 lo determina la definición de entalpía ($h = u + Pv$) como

$$h_2 - h_1 = (u_2 - u_1) + v(P_2 - P_1) \tag{3-61}$$

puesto que $v_1 = v_2 = v$. También se expresa en una forma compacta como

$$\Delta h = \Delta u + v\,\Delta P \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{3-62}$$

El segundo término ($v\Delta P$) en la ecuación 3-62 suele ser pequeño comparado con el primer término (Δu) y puede omitirse sin una pérdida significativa en la precisión.

En un proceso a temperatura constante ($\Delta T = 0$), el cambio en la energía interna de una sustancia incompresible es cero. En ese caso, de acuerdo con la ecuación 3-61, el cambio en la entalpía será $h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1)$. El estado 2 es el estado de líquido comprimido y el estado 1 el del líquido saturado a la misma temperatura, la entalpía del líquido comprimido a una P y T dadas se determina de

$$h_{@\,P,T} \cong h_{f\,@\,T} + v_{f\,@\,T}(P - P_{sat}) \qquad (3\text{-}63)$$

donde P_{sat} es la presión de saturación a la temperatura dada. Ésta es una mejora respecto de la suposición de que la entalpía del líquido comprimido podría tomarse como h_f a la temperatura dada (esto es, $h_{@PT} \cong h_{f@T}$). Sin embargo, la contribución del último término suele ser muy pequeña, por lo que a menudo se desprecia.

EJEMPLO 3-22

Un bloque de hierro de 50 kg a 80°C se introduce en un tanque aislado que contiene 0.5 m³ de agua líquida a 25°C. Determine la temperatura cuando se alcanza el equilibrio térmico.



FIGURA 3-88
Dibujo para el ejemplo 3-22.

Solución El bloque de hierro y el agua son el sistema. Las superficies internas de las paredes del tanque forman la frontera del sistema, como se muestra en la figura 3-88. Como el tanque se encuentra aislado, el calor no cruzará estas fronteras ($Q = 0$). Además, en vista de que no hay movimiento de la frontera ($W_b = 0$) y no hay indicación de otras formas de trabajo ($W_{otro} = 0$), el término de trabajo para este proceso es cero ($W = 0$). La ecuación de la conservación de la energía para este proceso se reducirá a

$$\cancel{Q}^{\,0} - \cancel{W}^{\,0} = \Delta U \quad \text{o} \quad \Delta U = 0$$

La energía interna total U es una propiedad extensiva y, por tanto, puede expresarse como la suma de las energías internas de las partes del sistema. El cambio en la energía interna total del sistema es, entonces

$$\Delta U_{sis} = \Delta U_{hierro} + \Delta U_{agua} = 0$$
$$[mC(T_2 - T_1)]_{hierro} + [mC(T_2 - T_1)]_{agua} = 0$$

El volumen específico del agua líquida a, o aproximadamente, la temperatura ambiente es 0.001 m³/kg. En estas condiciones la masa del agua es

$$m_{agua} = \frac{V}{v} = \frac{0.5\ \text{m}^3}{0.001\ \text{m}^3/\text{kg}} = 500\ \text{kg}$$

Se determina de la tabla A-3 que los calores específicos del hierro y del agua líquida son $C_{hierro} = 0.45$ kJ/(kg · °C) y $C_{agua} = 4.184$ kJ/(kg · °C). Al sustituir estos valores en la ecuación de energía, obtiene

$$(50\ \text{kg})[0.45\ \text{kJ/(kg} \cdot \text{°C)}](T_2 - 80\text{°C}) + (500\ \text{kg})[4.184\ \text{kJ/(kg} \cdot \text{°C)}](T_2 - 25\text{°C}) = 0$$

$$T_2 = 25.6\text{°C}$$

Por consiguiente, cuando se establece el equilibrio térmico, tanto el agua como el hierro estarán a 25.6°C. El pequeño aumento en la temperatura del agua se debe a su gran masa y a su considerable calor específico.

EJEMPLO 3-23

Determine la entalpía de agua líquida a 100°C y 15 MPa: *a)* usando tablas de líquido comprimido, *b)* aproximándola como un líquido saturado y *c)* empleando la corrección dada por la ecuación 3-63.

Solución A 100°C, la presión de saturación del agua es 101.35 kPa, y puesto que $P > P_{sat}$, el agua existe como un líquido comprimido en el estado especificado.

a) En las tablas de líquido comprimido, encuentra

$$\left.\begin{matrix} P = 15\text{ MPa} \\ T = 100°\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h = 430.28\text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-7)}$$

Éste es el valor exacto.

b) Si aproxima el líquido comprimido como un líquido saturado a 100°C, como se hace comúnmente, obtiene

$$h \cong h_{f\,@\,100°\text{C}} = 419.04\text{ kJ/kg}$$

Este valor tiene un error de aproximadamente 2.6 por ciento.

c) De la ecuación 3-63,

$$h_{@\,P,T} = h_{f\,@\,T} + v_f(P - P_{sat})$$

$$= (419.04\text{ kJ/kg}) + (0.001\text{ m}^3\text{/kg})[(15{,}000 - 101.35)\text{ kPa}]\left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 434.60\text{ kJ/kg}$$

El término de corrección reduce el error de 2.6 a cerca de 1 por ciento. Pero esta mejora en la exactitud en muchos casos no justifica el esfuerzo extra que debe hacerse.

3-10 ■ ASPECTOS TERMODINÁMICOS DE SISTEMAS BIOLÓGICOS

Una importante y emocionante área de aplicación de la termodinámica es la de los sistemas biológicos, en los cuales suceden procesos de transferencia y transformación de energía bastante complejos y fascinantes. Los sistemas biológicos no están en equilibrio termodinámico y, por ello, no es fácil analizarlos. A pesar de su complejidad, los sistemas biológicos están conformados principalmente por cuatro elementos simples: hidrógeno, oxígeno, carbón y nitrógeno. En el cuerpo humano el hidrógeno constituye 63 por ciento, el oxígeno 25.5 por ciento, el carbono 9.5 por ciento y el nitrógeno 1.4 por ciento de todos los átomos. El restante 0.6 por ciento de los átomos proviene de otros 20 elementos esenciales para la vida. En masa, cerca del 72 por ciento del cuerpo humano es agua.



FIGURA 3-89
Una persona promedio libera energía hacia los alrededores a una tasa de 84 W cuando descansa.

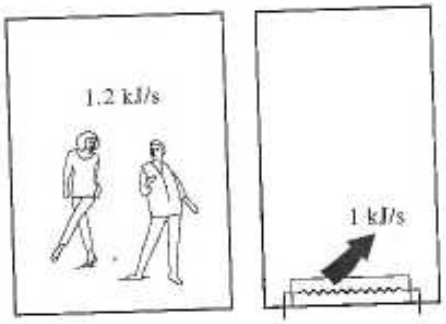


FIGURA 3-90
Dos personas que bailan con un ritmo rápido suministran más energía al cuarto que un calefactor de resistencia eléctrica de 1 kW.

Los bloques constitutivos de los organismos vivos son las *células*, las cuales asemejan diminutas fábricas cuyas funciones son vitales para la sobrevivencia de los organismos. Existen sistemas biológicos tan simples como una sola célula. El cuerpo humano contiene aproximadamente 100 trillones de células con un diámetro promedio de 0.01 mm. La membrana de la célula es una pared semipermeable que permite el paso de algunas sustancias y que excluye el de otras.

En una célula común suceden miles de reacciones químicas cada segundo, durante las cuales algunas moléculas se rompen y su energía se libera y algunas nuevas moléculas se forman. Esta elevada actividad química que mantiene al cuerpo humano a una temperatura de 37°C, mientras las células efectúan las tareas corporales necesarias, se llama **metabolismo**. En términos simples el metabolismo se refiere al quemado de alimentos como carbohidratos, grasas y proteínas. La tasa de metabolismo en el estado de descanso recibe el nombre de *tasa metabólica basal*, la cual es la tasa de metabolismo que se requiere para mantener a un cuerpo efectuando las funciones necesarias (como la respiración y la circulación de la sangre) en un nivel de actividad externa cero. La tasa metabólica también se interpreta como la tasa de consumo de energía en un cuerpo. Para una mujer promedio (30 años de edad, 70 kg y un área de la superficie del cuerpo de 1.8 m^2), la tasa metabólica basal es de 84 W. Es decir, el cuerpo disipa energía al ambiente a una tasa de 84 W (joules por segundo), lo que significa que está convirtiendo la energía química de los alimentos (o de la grasa del cuerpo si la persona no ha comido) en energía térmica a una tasa de 84 W (figura 3-89). La tasa metabólica aumenta con el nivel de actividad y puede exceder 10 veces la tasa metabólica basal cuando un cuerpo está haciendo ejercicio intenso. Por ejemplo, dos personas haciendo ejercicio pesado en una habitación suministran más energía al cuarto que un calefactor de resistencia eléctrico de 1 kW (figura 3-90). La fracción de calor sensible varía de 40 por ciento en el caso de trabajo pesado hasta cerca de 70 por ciento en el caso de trabajo ligero. El resto de la energía la libera el cuerpo por medio de la transpiración en la forma de calor latente.

La tasa metabólica basal varía con el sexo, el tamaño del cuerpo, las condiciones generales de salud, etcétera, y disminuye considerablemente con la edad. Ésta es una de las razones por las cuales las personas tienden al sobrepeso al final de sus veinte o treinta años aunque no aumenten su alimentación. El cerebro y el hígado son los principales sitios de actividad metabólica. Estos órganos son responsables casi de 50 por ciento de la tasa metabólica basal de un cuerpo humano adulto, a pesar de que constituyen sólo 4 por ciento de la masa del cuerpo. En niños pequeños, casi la mitad de la actividad metabólica basal sucede únicamente en el cerebro.

La medición de la tasa metabólica de un animal puede ser directa (*calorimetría directa*) o indirecta (*calorimetría indirecta*). En la calorimetría directa el animal es puesto en una caja cerrada perfectamente aislada que cuenta con un sistema de circulación de agua por todos los lados de la caja. La energía metabólica liberada por el animal se transfiere al agua, y la tasa metabólica se determina midiendo el aumento de temperatura en el agua durante el periodo de observación. Aunque simple en su concepto, es difícil aplicar la calorimetría directa en la práctica. Por consiguiente, casi todas las mediciones metabólicas de hoy día

se llevan a cabo con la calorimetría indirecta, que es mucho más simple e igual de precisa que la calorimetría directa.

En la calorimetría indirecta, la tasa de metabolismo se determina a partir de las mediciones de las tasas de consumo de O_2 y de producción de CO_2 del cuerpo. La razón entre el número de moles de CO_2 producido y el número de moles de O_2 consumido recibe el nombre de *cociente respiratorio* (CR) cuyo valor depende del tipo de alimento consumido. Por ejemplo, CR = 1.0 para la glucosa ($C_6H_{12}O_6$) puesto que igual número de moles de O_2 y CO_2 se producen cuando la glucosa se oxida (quema). El CR es 0.84 para las proteínas y 0.707 para las grasas. En la práctica, la proteína en la dieta se ignora en el cálculo de la tasa metabólica. El error en esta omisión es despreciable, puesto que la proteína abarca una pequeña fracción de la dieta y tiene un CR entre los de los carbohidratos y las grasas. En condiciones basales, el CR de una mujer adulta promedio es 0.80, lo cual corresponde a una tasa metabólica de 20.1 kJ/L de O_2 consumido. De modo que una buena estimación de la tasa metabólica basal promedio de una persona se obtiene al medir el número de litros de O_2 que la persona consume por unidad de tiempo y multiplicando el resultado por 20.1 kJ/L O_2. Por ejemplo, una mujer adulta promedio en descanso consume O_2 a una tasa de 0.250 L/min, lo que corresponde a una tasa metabólica basal de 84 W. En ausencia de ingestión de alimento, la persona pasiva consume la grasa y las proteínas de su propio cuerpo. La tasa metabólica basal promedio en este caso es 21.3 kJ/L O_2.

Las reacciones biológicas en las células se presentan a una temperatura, presión y volumen constantes. La temperatura de la célula tiende a aumentar cuando algo de energía química se convierte en energía térmica, pero esta energía se transfiere de inmediato al sistema circulatorio que la transporta a partes exteriores del cuerpo, y a la larga al ambiente a través de la piel.

Las células musculares funcionan de manera muy similar a un motor, convierten la energía química en energía mecánica (trabajo) con una eficiencia de conversión cercana a 20 por ciento. Cuando el cuerpo no efectúa trabajo neto sobre el ambiente (como al subir un mueble por unas escaleras), todo el trabajo se convierte también en calor. En ese caso, la energía química consumida en el alimento es liberada durante el metabolismo del cuerpo y al final se transfiere al ambiente. Esto es similar a un aparato de TV que consume electricidad a una tasa de 300 W y después emite calor hacia su ambiente a una tasa de 300 W en operación permanente, independientemente de lo que ocurra en el aparato. Esto es, encender un aparato de TV de 300 W o 3 focos de 100 W producirá el mismo efecto de calentamiento en un cuarto que un calefactor de resistencia de 300 W (figura 3-91). Ésta es una consecuencia del principio de la conservación de la energía que requiere que la entrada de energía en un sistema debe ser igual a la salida de energía cuando el contenido de energía total de un sistema permanece constante durante un proceso.



FIGURA 3-91
Por diversos medios se puede suministrar a un cuarto la misma cantidad de energía que un calefactor de resistencia eléctrica de 300 W.

Alimentación y ejercicio

Los requerimientos de energía de un cuerpo se alcanzan mediante la comida ingerida. Los nutrimentos en el alimento se consideran en tres grupos principales: carbohidratos, proteínas y grasas. Los *carbohidratos* se caracterizan por tener átomos de hidrógeno y oxígeno en una relación 2:1 en sus moléculas. Las moléculas

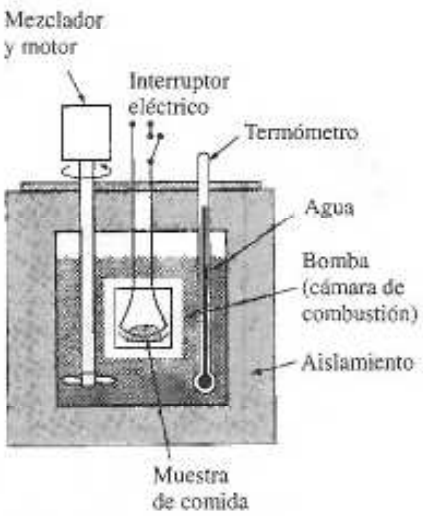


FIGURA 3-92
Dibujo de una bomba calorimétrica utilizada para determinar el contenido de energía en muestras de alimento.

culas de los carbohidratos varían desde las muy simples (como en la azúcar simple) hasta los muy complejos o grandes (como en el almidón). El pan y la azúcar simple son las principales fuentes de carbohidratos. Las *proteínas* son moléculas muy grandes que contienen carbón, hidrógeno, oxígeno y nitrógeno y son esenciales para construir y reparar los tejidos del cuerpo. Las proteínas están conformadas por bloques constitutivos más pequeños llamados *aminoácidos*. Proteínas completas como la carne, la leche y los huevos, tienen los aminoácidos necesarios para construir los tejidos del cuerpo. Las proteínas de plantas como las de las frutas, vegetales y granos carecen de uno o más aminoácidos y se llaman proteínas incompletas. Las *grasas* son moléculas pequeñas que se componen de carbón, hidrógeno y oxígeno. Los aceites vegetales y las grasas animales son las principales fuentes de grasas. La mayor parte de los alimentos que consume el hombre contienen los tres grupos de nutrimentos en cantidades variables. La dieta normal estadounidense se compone de 45 por ciento de carbohidratos, 40 por ciento de grasas y 15 por ciento de proteínas, aunque en una dieta saludable se recomienda que no más de 30 por ciento de las calorías deben provenir de grasas.

El contenido de energía de un alimento se determina quemando una pequeña muestra en un dispositivo llamado *bomba calorimétrica* la cual es un tanque rígido bien aislado (figura 3-92). El tanque consta de una pequeña cámara de combustión rodeada de agua. El alimento se enciende y quema en la cámara de combustión ante la presencia de un exceso de oxígeno, y la energía liberada se transfiere al agua de los alrededores. El contenido de energía del alimento se calcula con base en el principio de la conservación de la energía a partir de la observación del aumento de la temperatura del agua. El carbón en el alimento se convierte en CO_2 y el hidrógeno en H_2O cuando se procesa en la cámara. Las mismas reacciones químicas ocurren en el cuerpo y por ello se libera la misma cantidad de energía.

Con el empleo de muestras secas (sin agua), se determina mediante la bomba calorimétrica que los contenidos de energía promedio de los tres grupos de alimentos básicos son 18.0 MJ/kg para carbohidratos, 22.2 MJ/kg para proteínas y 39.8 MJ/kg para grasas. Sin embargo, estos grupos de alimentos no se metabolizan por completo en el cuerpo humano. La fracción de los contenidos de energía metabolizable son 95.5 por ciento para carbohidratos, 77.5 por ciento para proteínas y 97.7 por ciento para grasas. Es decir, las grasas que comemos son metabolizadas casi por completo en el cuerpo, pero casi un cuarto de la proteína que consumimos la desecha el cuerpo sin quemarse. Los contenidos de energía de los alimentos que normalmente comemos son mucho menores que los valores anteriores debido al gran contenido de agua (el agua añade volumen al alimento pero no puede metabolizarse o quemarse y, por ello, no tiene valor energético). La mayor parte de los vegetales, las frutas y las carnes, por ejemplo, son principalmente agua. Los contenidos de energía metabolizable promedio de los tres grupos de alimentos básicos son 4.2 MJ/kg para carbohidratos, 8.4 MJ/kg para proteínas y 33.1 MJ/kg para grasas. Advierta que 1 kg de grasa natural contiene casi 8 veces la energía metabolizable de 1 kg de carbohidrato natural. Por ello, una persona que llena su estómago con alimentos grasosos consume mucho más energía que una persona que ingiere carbohidratos como el pan o el arroz.

El contenido de energía metabolizable de los alimentos suele expresarse por los nutriólogos en términos de *Caloría* con mayúscula. Una Caloría es equivalente a una *kilocaloría* (1 000 calorías), la cual equivale a 4.1868 kJ. Esto es,

$$1 \text{ Caloría} = 1\,000 \text{ calorías} = 1 \text{ kcal (kilocalorías)} = 4.1868 \text{ kJ}$$

La notación de las calorías con frecuencia provoca confusión porque no siempre se sigue en las tablas o artículos sobre nutrición. Cuando el tema es sobre alimentación o buena salud, una caloría significa una kilocaloría si se pone o no con mayúscula.

La energía o calorías que la gente necesita varía bastante con la edad, el sexo, el estado de salud, el nivel de actividad y el tamaño del cuerpo. Una persona pequeña necesita menos calorías que una persona grande del mismo sexo y edad. Un hombre promedio requiere aproximadamente entre 2 400 y 2 700 Calorías al día. Las necesidades diarias de una mujer promedio varían de 1 800 a 1 200 calorías. Las calorías adicionales que un cuerpo consume suelen almacenarse como grasa, la cual sirve como una reserva de energía del cuerpo que se usa cuando la entrada de energía al mismo es menor que la cantidad que se necesita.

Al igual que otras grasas naturales, 1 kg de grasa del cuerpo humano contiene alrededor de 33.1 MJ de energía metabolizable. En consecuencia, una persona sin comer (entrada de energía cero) que consume 2 200 Calorías (9 211 kJ) al día puede alcanzar sus requerimientos de entrada de energía diarios quemando sólo 9 211/33 100 = 0.28 kg de grasa del cuerpo. De modo que no es una sorpresa haber oído de personas que sobreviven más de 100 días sin comer. (Sin embargo, necesitan beber agua para recuperar la que han perdido a través de los pulmones y de la piel para evitar la deshidratación que ocurre en unos cuantos días.) Aunque el deseo de librarse del exceso de grasa en un mundo delgado puede ser a veces muy importante, las dietas severas no se recomiendan debido a que el cuerpo rápidamente empieza a consumir su propio tejido muscular además de la grasa. Una dieta saludable debe incluir ejercicio regular y al mismo tiempo permitir una ingestión de una cantidad razonable de calorías.

Los contenidos de energía metabolizable promedio de diversos alimentos y el consumo de energía durante distintas actividades se presentan en las tablas 3-3 y 3-4.Como dos hamburguesas nunca son iguales, y ningún par de personas camina exactamente de la misma manera, hay cierta incertidumbre en estos valores, como usted esperaría. En consecuencia, usted puede encontrar valores un poco diferentes en otros libros o revistas para los mismos rubros.

Las tasas de consumo de energía listadas en la tabla 3-4 durante algunas actividades corresponden a un adulto de 68 kg. La energía consumida para adultos más pequeños o más grandes puede determinarse usando la proporcionalidad de la tasa de metabolismo y el tamaño del cuerpo. Por ejemplo, en la tabla 3-4 se indica que la tasa de consumo de energía para un ciclista de 68 kg es 639 Calorías/h. Entonces la tasa de consumo de energía de un ciclista de 50 kg es

$$(50 \text{ kg}) \frac{639 \text{ Calorías/h}}{68 \text{ kg}} = 470 \text{ Calorías/h}$$

Para una persona de 100 kg sería de 960 Calorías/h.

El análisis termodinámico del cuerpo humano es bastante complicado puesto que implica transferencia de masa (durante la respiración, la transpiración,

TABLA 3-3
Contenido de energía metabolizable aproximada en algunos alimentos comunes.
(1 caloría = 4.1868 kJ = 3.968 Btu)

Comida	Calorías
Manzana (una, media)	70
Papa cocida (simple)	250
Papa cocida con queso	550
Pan (blanco, una rebanada)	70
Mantequilla (una cucharada)	35
Hamburguesa con queso	325
Barra de chocolate (20 g)	105
Refresco de cola (200 mL)	87
Huevo (uno)	80
Emparedado de pescado	450
Papas fritas (regular)	250
Hamburguesa	275
Hot dog	300
Helado (100 mL, 10% de grasa)	110
Ensalada de lechuga con aderezo francés	150
Leche (entera, 200 mL)	136
Leche (descremada, 200 mL)	76
Durazno (uno, medio)	65
Pastel (una rebanada de 1/8, 23 cm de diámetro)	300
Pizza (grande, con queso, una rebanada de 1/8)	350

TABLA 3-4
Consumo de energía aproximado de un adulto de 68 kg durante algunas actividades. (1 Caloría = 4.1868 kJ = 3.968 Btu)

Actividad	Calorías/h
Metabolismo basal	72
Basketbol	550
Ciclismo (21 km/h)	639
Esquiar a campo traviesa (13 km/h)	936
Manejar un automóvil	180
Comer	99
Baile intenso	600
Correr rápido (13 km/h)	936
Trotar (8 km/h)	540
Nadar (lento)	288
Nadar (rápido)	860
Tenis (principiante)	288
Tenis (avanzado)	480
Caminar (7.2 km/h)	432
Ver TV	72

etcétera), así como transferencia de energía. Por esta razón, debe tratarse como un sistema abierto. Sin embargo, la transferencia de energía con masa es difícil de cuantificar. Por tanto, en aras de la simplicidad, el cuerpo humano se modela con frecuencia como un sistema cerrado, y la energía transportada con masa se trata sólo como transferencia de energía. Por ejemplo, el acto de comer se modela como la transferencia de energía al cuerpo humano en la cantidad del contenido de energía metabolizable de la comida.

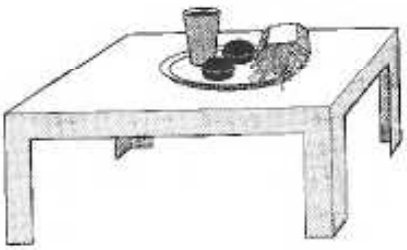


FIGURA 3-93
Un almuerzo común estudiado en el ejemplo 3-24.

EJEMPLO 3-24

Un hombre de 90 kg comió dos hamburguesas, una ración regular de papas fritas y un refresco de cola de 200 mL en el almuerzo (figura 3-93). Determine cuánto tiempo le llevará quemar las calorías del almuerzo *a*) viendo la televisión y *b*) nadando rápidamente. ¿Cuáles serían sus respuestas en el caso de un hombre de 45 kg?

Solución *a*) El cuerpo humano es el sistema y lo tratará como un sistema cerrado cuyo contenido de energía permanece invariable durante el proceso. En ese caso el principio de la conservación de la energía requiere que la entrada de energía en el cuerpo sea igual a la salida de energía. La entrada de energía neta en este caso es el contenido de energía metabolizable del alimento que se ingirió. De la tabla 3-3 se determina que ésta es

$$\begin{aligned} E_{en} &= 2 \times E_{\text{hamburguesa}} + E_{\text{papas fritas}} + E_{\text{cola}} \\ &= (2 \times 275 + 250 + 87)\ \text{Calorías} \\ &= 887\ \text{Calorías} \end{aligned}$$

Entonces $E_{sal} = E_{en} = 887$ Calorías. La tasa de energía de salida para un hombre de 68 kg al ver la TV, de acuerdo con la tabla 3-3, es de 72 Calorías/h. Para un hombre de 90 kg este valor corresponde a

$$E_{sal} = (90\ \text{kg})\ \frac{72\ \text{Calorías/h}}{68\ \text{kg}} = 95.3\ \text{Calorías/h}$$

En consecuencia, se requerirían

$$\Delta t = \frac{887 \text{ Calorías}}{95.3 \text{ Calorías/h}} = \mathbf{9.3\ h}$$

para quemar las calorías del almuerzo al ver la TV.

b) De una manera similar puede mostrarse que sólo se requieren **47 min** para quemar las calorías del almuerzo si se nada con rapidez.

Un hombre de 45 kg tiene la mitad de tamaño que uno de 90 kg. Por consiguiente, gastar la misma cantidad de energía requerirá el doble de tiempo en cada caso: **18.6 h** al ver la televisión y **94 min** al nadar con rapidez.

La mayor parte de las dietas se basan en el *conteo de calorías*; esto es, el principio de la conservación de la energía: una persona que consume más calorías de las que su cuerpo quema ganará peso, en tanto que una persona que consume menos calorías de las que su cuerpo quema perderá peso. Sin embargo, las personas que comen lo que quieren cada vez que se les antoja y no ganan nada de peso, son la prueba viva de que la sola técnica del conteo de calorías no funciona en las dietas. En evidente que para mantener el peso no sólo basta seguirle los pasos a las calorías. Debe notarse que las frases *ganancia de peso* y *pérdida de peso* son erróneas. Las frases correctas deben ser *ganancia de masa* y *pérdida de masa*. Un hombre que va al espacio pierde prácticamente todo su peso, pero nada de su masa. Cuando el tema es sobre alimentación y buena salud, debe entenderse que el *peso* significa *masa*, y el peso se expresa en unidades de masa.

Los investigadores en nutrición proponen varias teorías acerca de la dieta. Una de ellas sugiere que ciertas personas tienen cuerpos "eficientes para los alimentos". Estas personas necesitan menos calorías que otras para la misma actividad, del mismo modo que un automóvil de consumo eficiente de combustible necesita menos combustible para recorrer una distancia determinada. Resulta interesante que se desee que los automóviles sean eficientes en el consumo de combustible, pero que no se desee la misma alta eficiencia para el cuerpo. Una cosa que frustra a los que hacen dietas es que el cuerpo interpreta la dieta como *inanición* y empieza a usar las reservas de energía del cuerpo más estrictamente. Se observa que el cambio de una dieta diaria normal de 2 000 Calorías a una de 800 Calorías sin ejercicio reduce la tasa metabólica basal entre 10 y 20 por ciento. Aunque la tasa metabólica regresa a la normalidad una vez que termina la dieta, los periodos prolongados de dieta de bajas Calorías sin el ejercicio adecuado resultan en una pérdida considerable de tejido muscular junto a grasa. Con menos tejido muscular para quemar Calorías, la tasa metabólica del cuerpo declina y se queda por abajo del valor normal, incluso después de que una persona empieza a comer normalmente. Como consecuencia, la persona vuelve a ganar el peso que ha perdido en la forma de grasa, incluso más. La tasa metabólica basal permanece igual en la persona que hace ejercicio mientras hace dieta.

Otra teoría señala que la gente con demasiadas células de grasa desarrolladas durante la niñez o la adolescencia tiene mucho mayor probabilidad de ganar peso. Algunas personas creen que el contenido de grasa de los cuerpos se controla por medio del ajuste de un mecanismo de "control de grasa", de manera

muy similar al control de temperatura de una casa por medio del ajuste del termostato. También se cree que los problemas hormonales causan una ganancia o pérdida excesiva de peso. Otros simplemente culpan a los genes como responsables de los problemas de peso. Si considera que 80 por ciento de los niños de padres con sobrepeso también tienen sobrepeso, la herencia puede, desde luego, ser responsable parcialmente de la forma en que un cuerpo almacena grasa. Sin atender a la causa, es claro que la primera ley de la termodinámica no brinda una imagen completa de los procesos de transformación de la energía, y existe la necesidad de otro principio fundamental que la complemente. Ese principio es la segunda ley que se estudiará en capítulos posteriores.

3-11 ■ RESUMEN

La primera ley de la termodinámica es una expresión del principio de la conservación de la energía. La energía cruza las fronteras de un sistema cerrado en la forma de calor o trabajo. Si la transferencia de energía se debe a una diferencia de temperatura entre un sistema y sus alrededores, se trata de *calor*; de otro modo, es *trabajo*. La transferencia de calor hacia un sistema y el trabajo efectuado por un sistema son positivos; la transferencia de calor desde un sistema y el trabajo hecho sobre un sistema son negativos.

El calor se transfiere de tres diferentes maneras: conducción, convección y radiación. La *conducción* es la transferencia de energía de las partículas con mayor carga energética de una sustancia a las menos energéticas adyacentes como resultado de la interacción entre las partículas. La *convección* es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento, e incluye los efectos combinados de conducción y de movimiento del fluido. La *radiación* es la energía emitida por la materia en la forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. Los tres modos de transferencia de calor se expresan como

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = -k_t A \frac{dT}{dx} \quad \text{(W)} \tag{3-5}$$

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA(T_s - T_f) \quad \text{(W)} \tag{3-6}$$

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \epsilon\sigma A(T_s^4 - T_{\text{surr}}^4) \quad \text{(W)} \tag{3-10}$$

Diferentes formas del trabajo se expresan como sigue:

Trabajo eléctrico	$W_e = VI\,\Delta t$	(kJ)	(3-14)
Trabajo de frontera	$W_b = \int_1^2 P\,dV$	(kJ)	(3-18)
Trabajo gravitacional (= ΔEP)	$W_g = mg(z_2 - z_1)$	(kJ)	(3-24)
Trabajo de aceleración (= ΔEC)	$W_a = \frac{1}{2}m(\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2)$	(kJ)	(3-25)
Trabajo del eje	$W_{\text{eje}} = 2\pi n\tau$	(kJ)	(3-26)
Trabajo de resorte	$W_{\text{resorte}} = \frac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2)$	(kJ)	(3-30)

En el *proceso politrópico* (Pv^n = constante) de gases reales, el trabajo de la frontera se expresa como

$$W_b = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1 - n} \qquad (n \neq 1) \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}22)$$

La *primera ley de la termodinámica* para un sistema cerrado está dada por

$$Q - W = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}35)$$

donde

$$W = W_{otro} + W_b$$
$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$
$$\Delta EC = \tfrac{1}{2}m(\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2)$$
$$\Delta EP = mg(z_2 - z_1)$$

En un proceso a presión constante, $W_b + \Delta U = \Delta H$. Por tanto,

$$Q - W_{otro} = \Delta H + \Delta EC + \Delta EP \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}43)$$

La cantidad de energía necesaria para elevar la temperatura de una unidad de masa de una sustancia en un grado, se llama *calor específico a volumen constante* C_v para un proceso a volumen constante; y se llama *calor específico a presión constante* C_p para un proceso a presión constante. Se definen como

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \qquad \text{y} \qquad C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \qquad (3\text{-}44, 3\text{-}45)$$

En gases ideales u, h, C_v y C_p son funciones sólo de la temperatura. Δu y Δh de gases ideales, pueden expresarse como

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 C_v(T)\,dT \cong C_{v,av}(T_2 - T_1) \qquad (3\text{-}50, 3\text{-}52)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 C_p(T)\,dT \cong C_{p,av}(T_2 - T_1) \qquad (3\text{-}51, 3\text{-}53)$$

Para gases ideales, C_v y C_p se relacionan por medio de

$$C_p = C_v + R \qquad [\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}] \qquad (3\text{-}54)$$

donde R es la constante de gas. La *relación de calores específicos* k se define como

$$k = \frac{C_p}{C_v} \qquad (3\text{-}56)$$

Para *sustancias incompresibles* (líquidos y sólidos), ambos calores específicos a presión constante y a volumen constante son idénticos y se denotan por C:

$$C_p = C_v = C \qquad [\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}] \qquad (3\text{-}57)$$

Δu y Δh de sustancias incompresibles están dados por

$$\Delta u = \int_1^2 C(T)\,dT \cong C_{av}(T_2 - T_1) \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (3\text{-}59, 3\text{-}60)$$

$$\Delta h = \Delta u + v\,\Delta P \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (3\text{-}62)$$

REFERENCIAS Y LECTURAS SUGERIDAS

1 R. Balmer, *Thermodynamics*, West, St. Paul, MN, 1990.

2 A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, Nueva York, 1988.

3 W. Z. Black y J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper and Row, Nueva York, 1985.

4 J. B. Jones y G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2a. ed.,Wiley, Nueva York, 1986.

5 J. R. Howell y R. O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, McGraw-Hill, Nueva York, 1987.

6 M. Snowman, *Food and Fitness*, New Readers Press, Syracuse, NY, 1986.

7 G. J. Van Wilen y R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1985.

8 K. Wark, *Thermodynamics*, 5a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1988.

9 W. J. Yang, *Biothermal-Fluid Sciences*, Hemisphere, Nueva York, 1989.

PROBLEMAS*

Transferencia de calor y trabajo

3-1C ¿Mediante qué formas la energía puede cruzar las fronteras de un sistema?

3-2C ¿Cuándo es calor la energía que cruza las fronteras de un sistema y cuándo es trabajo?

3-3C ¿Qué es un proceso adiabático? ¿Qué es un sistema adiabático?

3-4C ¿Cuáles son las convenciones de signos para el calor y el trabajo?

3-5C Un gas se comprime en un dispositivo de cilindro-émbolo y como consecuencia aumenta su temperatura. ¿Hay una interacción de calor o de trabajo en el gas?

3-6C Un cuarto se calienta por el efecto de una plancha que se dejó conectada. ¿Hay una interacción de calor o de trabajo? Tome el cuarto completo, incluso la plancha, como el sistema.

3-7C Un cuarto se calienta como resultado de la radiación solar que entra por las ventanas. ¿Hay una interacción de calor o trabajo en el cuarto?

3-8C Un cuarto aislado se calienta quemando velas. ¿Se trata de una interacción de calor o trabajo? Considere el cuarto completo, incluyendo las velas, como el sistema.

* Se recomienda a los estudiantes contestar *todas* las preguntas de concepto "C".

3-9C ¿Qué son las funciones de punto y de trayectoria? Proponga algunos ejemplos.

3-10C ¿Cuáles son los mecanismos de la transferencia de calor?

3-11C ¿Cuál es la teoría del calórico? ¿Cuándo y por qué se abandonó?

3-12C ¿Cuánta energía del sol llega a la Tierra por conducción o convección?

3-13C ¿Cuál es mejor conductor térmico, el diamante o la plata?

3-14C ¿En qué difiere la conversión forzada de la convección natural?

3-15C Defina la emisividad y la absorbencia. ¿Cuál es la ley de radiación de Kirchhoff?

3-16C ¿Qué es un cuerpo negro? ¿En qué difieren los cuerpos reales de un cuerpo negro?

3-17 Las superficies interna y externa de una pared de ladrillos de 5 m × 6 m y de 30 cm de espesor y conductividad térmica de 0.69 W/(m · °C) se mantienen a temperaturas de 20°C y 5°C, respectivamente. Determine la tasa de transferencia de calor a través de la pared, en W.

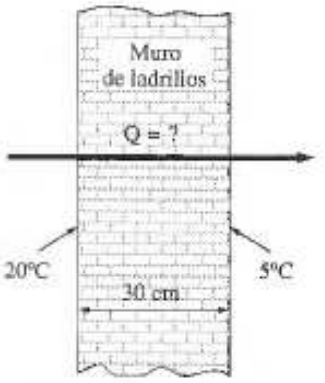


FIGURA P3-17

3-18 Las superficies interior y exterior de una ventana de vidrio de 0.5 cm de espesor y 2 m × 2 m en el invierno son 10°C y 3°C, respectivamente. Si la conductividad térmica del vidrio es 0.78 W/(m · °C), determine la cantidad de pérdida de calor, en kJ, a través del vidrio durante 5 h. ¿Cuál sería su respuesta si el grueso del vidrio fuera 1 cm?

3-19 Una cacerola de aluminio cuya conductividad térmica es 237 W/(m · °C) tiene un fondo plano cuyo diámetro es de 20 cm y su espesor es de 0.4 cm. Se transfiere calor establemente hasta hervir agua en la cacerola a través de su fondo a una tasa de 500 W. Si la superficie interior del fondo de la cacerola está a 105°C, determine la temperatura de la superficie exterior del fondo de la cacerola.

3-20 Para fines de transferencia térmica, un hombre desnudo puede modelarse como un cilindro vertical de 30 cm de diámetro y 170 cm de longitud con las superficies superior e inferior aisladas y con la superficie lateral a una temperatura promedio de 34°C. Para un coeficiente de transferencia de calor por convección de 15 W/(m² · °C), determine la tasa de pérdida de calor de este hombre por convección en un ambiente a 20°C. *Respuesta*: 336 W.

3-21 Una bola esférica de 5 cm de diámetro cuya superficie se mantiene a una temperatura de 70°C se suspende en la parte media de un cuarto a 20°C. Si el coeficiente de transferencia de calor por convección es 15 W/(m² · °C) y la emisividad de la superficie es 0.8, determine la tasa total de transferencia de calor desde la bola.

3-22 Se sopla aire caliente a 80°C sobre una superficie plana de 2 m × 4 m a 30°C. Si el coeficiente de transferencia de calor por convección es 55 W/(m² · °C), determine la tasa de transferencia de calor del aire a la placa, en kW.

3-23 Una plancha de 1 000 W se deja sobre la mesa de planchado con su base expuesta al aire a 20°C. El coeficiente de transferencia de calor por convección

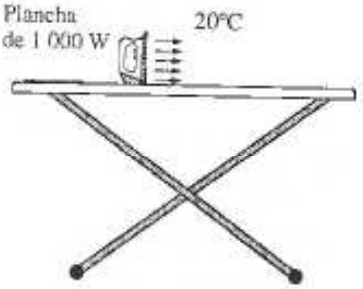


FIGURA P3-23

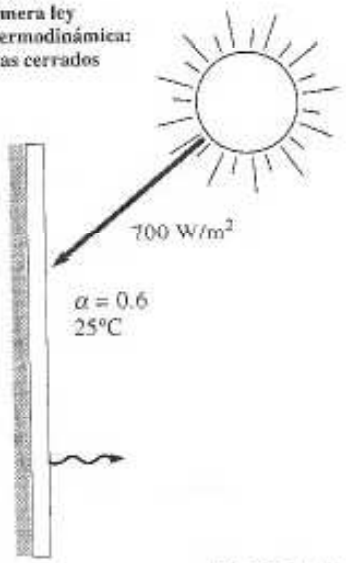


FIGURA P3-24

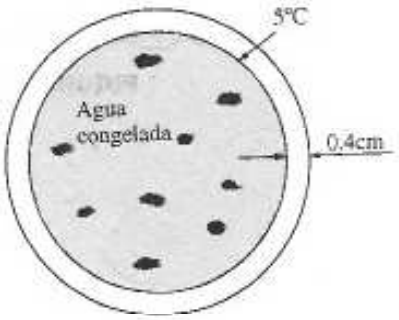


FIGURA P3-27

entre la superficie de la base y el aire de los alrededores es 35 W/(m² · °C). Si la base tiene una emisividad de 0.6 y un área de la superficie de 0.02 m², determine la temperatura de la base de la plancha.

3-24 Una delgada placa metálica está aislada en la parte posterior, y su superficie frontal está expuesta a la radiación solar. La superficie expuesta de la placa tiene una absorbencia de 0.6 para la radiación solar. Si ésta incide sobre la placa a una tasa de 700 W/m² y la temperatura del aire de los alrededores es 25°C, determine la temperatura de la superficie de la placa cuando la pérdida de calor por convección es igual a la energía solar absorbida por la placa. Suponga que el coeficiente de transferencia de calor por convección será de 50 W/(m² · °C), y descarte la pérdida de calor por radiación.

3-25 Una tubería de agua caliente de 10 m de longitud y 5 cm de diámetro externo a 80°C libera calor al aire de los alrededores a 5°C por medio de convección natural con un coeficiente de transferencia de calor de 25 W/(m² · °C). Determine la tasa de pérdida de calor de la tubería por convección natural, en kW.

3-26 La superficie exterior de una nave espacial en el espacio tiene una emisividad de 0.8 y una absorbencia de 0.3 para la radiación solar. Si ésta incide sobre la nave a una tasa de 1 000 W/m², determine la temperatura de la superficie de la nave cuando la radiación emitida es igual a la energía solar absorbida.

3-27 Un recipiente esférico hueco de hierro cuyo diámetro exterior es 20 cm y su espesor 0.4 cm se llena con agua congelada a 0°C. Si la temperatura de la superficie exterior es 5°C, determine la tasa aproximada de pérdida de calor de la esfera y la tasa a la cual el hielo se funde en el recipiente.

3-28 Los vidrios interior y exterior de una ventana de 2 hojas de 2 m × 2 m están a 18°C y 6°C, respectivamente. Si el espacio de 1 cm entre los dos vidrios se llena con aire sin corriente, determine la tasa de transferencia de calor a través de la ventana, en kW.

3-29 Las dos superficies de una placa de 2 cm de espesor se mantienen a 0° C y 100°C, respectivamente. Si se establece que el calor a través de la placa se transfiere a una tasa de 500 W/m², determine su conductividad térmica.

Trabajo de frontera

3-30C Sobre un diagrama *P-v*, ¿qué representa el área bajo la curva del proceso?

3-31C Explique por qué la salida de trabajo es mayor cuando un proceso sucede en cuasiequilibrio.

3-32C ¿El trabajo de frontera asociado con sistemas de volumen constante siempre es cero?

3-33C Un gas ideal en un estado determinado se expande hasta un volumen final fijo, primero a presión constante y después a temperatura constante. ¿En cuál caso es más grande el trabajo realizado?

3-34C Demuestre que 1 kPa · m³ = 1 kJ.

3-35 Una masa de 5 kg de vapor de agua saturado a 200 kPa se calienta a presión constante hasta que la temperatura alcanza 300°C. Calcule el trabajo realizado por el vapor durante este proceso. *Respuesta:* 430.5 kJ.

3-35E Una masa de 10 lbm de vapor de agua saturado a 40 psia se calienta a presión constante hasta que la temperatura alcanza 500°F. Calcule el trabajo realizado por el vapor durante este proceso. *Respuesta:* 271.1 Btu.

3-36 Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene, inicialmente, 200 L de refrigerante 12 líquido saturado. El émbolo tiene libertad para moverse y su masa es tal que mantiene una presión de 800 kPa sobre el refrigerante. Luego, el refrigerante se calienta hasta 50°C. Calcule el trabajo realizado durante este proceso. *Respuesta:* 4 775 kJ.



FIGURA P3-36

3-37 Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene 8 kg de vapor de agua sobrecalentado a 500 kPa y 300°C. Después el vapor se enfría a temperatura constante hasta que 70 por ciento de él, en masa, se condensa. Determine el trabajo efectuado durante este proceso.

3-37E Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene 12 lbm de vapor de agua sobrecalentado a 60 psia y 500°F. El vapor se enfría después a presión constante hasta que 70 por ciento de él, en masa, se condensa. Determine el trabajo efectuado durante este proceso.

3-38 Una masa de 1.2 kg de aire a 150 kPa y 12°C está contenida en un dispositivo hermético de gas de cilindro-émbolo sin fricción. Después el aire se comprime hasta una presión final de 600 kPa. Durante el proceso se transfiere calor desde el aire para que la temperatura en el interior del cilindro se mantenga constante. Calcule el trabajo realizado durante este proceso. *Respuesta:* −136.1 kJ.

3-39 Nitrógeno en un estado inicial de 300 K, 150 kPa y 0.2 m³ se comprime lentamente en un proceso isotérmico hasta una presión final de 800 kPa. Determine el trabajo efectuado durante este proceso.

3-39E Nitrógeno en un estado inicial de 70°F, 20 psia y 5 pie³ se comprime lentamente en un proceso isotérmico hasta una presión final de 100 psia. Determine el trabajo efectuado durante este proceso.

3-40 Un gas se comprime desde un volumen inicial de 0.42 m³ hasta un volumen final de 0.12 m³. Durante este proceso de cuasiequilibrio, la presión cambia con el volumen de acuerdo con la relación $P = aV + b$, donde $a = -1\,200$ kPa/m³ y $b = 600$ kPa. Calcule el trabajo realizado durante este proceso: *a)* grafique el proceso en un diagrama *P-v* y encuentre el área bajo la curva del proceso, y *b)* efectúe las integraciones necesarias.



FIGURA P3-40

3-41 Durante un proceso de expansión, la presión de un gas cambia de 100 a 900 kPa de acuerdo con la relación $P = aV + b$, donde $a = 1$ MPa/m³ y b es una constante. Si el volumen inicial del gas es 0.2 m³, calcule el trabajo realizado durante el proceso. *Respuesta:* 400 kJ.



FIGURA P3-43

3-41E Durante un proceso de expansión, la presión de un gas cambia de 15 a 100 psia de acuerdo con la relación $P = aV + b$, donde $a = 5$ psia/pie^3 y b es una constante. Si el volumen inicial del gas es 7 pie^3, calcule el trabajo efectuado durante el proceso. *Respuesta*: 180.9 Btu.

3-42 Durante ciertos procesos de expansión y compresión real en dispositivos de cilindro-émbolo, se ha observado que los gases satisfacen la relación $PV^n = C$, donde n y C son constantes. Calcule el trabajo efectuado cuando un gas se expande desde un estado de 150 kPa y 0.03 m^3 hasta un volumen final de 0.2 m^3 para el caso de $n = 1.3$.

3-43 Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene 2 kg de nitrógeno a 100 kPa y 300 K. El nitrógeno se comprime lentamente de acuerdo con la relación $PV^{1.4}$ = constante hasta que alcanza una temperatura final de 360 K. Calcule el trabajo realizado durante este proceso. *Respuesta*: –89.0 kJ.

3-43E Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene 5 lbm de nitrógeno a 14.7 psia y 550 R. El nitrógeno se comprime lentamente de acuerdo con la relación $PV^{1.4}$ = constante hasta que alcanza una temperatura final de 700 R. Calcule el trabajo realizado durante este proceso. *Respuesta*: –132.9 Btu.

3-44 La ecuación de estado de un gas está dada como $\bar{v}\,(P + 10/\bar{v}^2) = R_u T$, donde las unidades de $\bar{v}$ y P son m^3/kmol y kPa, respectivamente. Después 0.5 kmol de este gas se expande en cuasiequilibrio de 2 a 4 m^3 a una temperatura constante de 300 K. Determine: *a*) la unidad de la cantidad 10 en la ecuación y *b*) el trabajo efectuado durante este proceso de expansión isotérmica.

3-45 Dióxido de carbono contenido en un dispositivo de cilindro-émbolo se comprime de 0.3 a 0.1 m^3. Durante el proceso, la presión y el volumen se relacionan mediante $P = aV^{-2}$, donde $a = 8$ kPa · m^6. Calcule el trabajo efectuado sobre el dióxido de carbono durante este proceso. *Respuesta*: –53.3 kJ.

3-45E Dióxido de carbono contenido en un dispositivo de cilindro-émbolo se comprime de 10 a 3 pie^3. Durante el proceso, la presión y el volumen se relacionan mediante $P = aV^{-2}$, donde $a = 175$ psia · pie^6. Calcule el trabajo efectuado sobre el dióxido de carbono durante este proceso.

3-46 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene hidrógeno a 100 kPa y 1 m^3. En este estado, un resorte lineal ($F \alpha x$) con una constante de resorte de 200 kN/m toca el émbolo pero no ejerce fuerza sobre él. El área de la sección transversal del émbolo es 0.8 m^2. Se transfiere calor al hidrógeno, provocando que éste se expanda hasta que duplica su volumen. Determine: *a*) la presión final, *b*) el trabajo total efectuado por el hidrógeno, y *c*) la fracción de este trabajo hecho contra el resorte. Muestre también el proceso sobre un diagrama *P-V*.

3-46E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene hidrógeno a 14.7 psia y 15 pie^3. En este estado, un resorte lineal ($F \alpha x$) con una constante de resorte de 15 000 lbf/pie toca el émbolo pero no ejerce fuerza sobre él. El área de la sección transversal del émbolo es 3 pie^2. Se transfiere calor al hidrógeno, causando que éste se expanda hasta que duplica su volumen. Determine: *a*) la presión final, *b*) el trabajo total efectuado por el hidrógeno y *c*) la fracción

de este trabajo hecho contra el resorte. Muestre también el proceso sobre un diagrama *P-V*.

3-47 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 50 kg de agua a 150 kPa y 25°C. El área de la sección transversal del émbolo es 0.1 m². Se transfiere calor al agua, con lo cual parte de ella se evapora y expande. Cuando el volumen alcanza 0.2 m², el émbolo alcanza un resorte lineal cuya constante de resorte es 100 kN/m. Se transfiere más calor al agua hasta que el émbolo aumenta 20 cm más. Determine: *a*) la presión y temperatura finales, y *b*) el trabajo realizado durante este proceso. Muestre también el proceso sobre un diagrama *P-V*. *Respuestas:* *a*) 350 kPa, 138.88°C, *b*) 27.5 kJ.

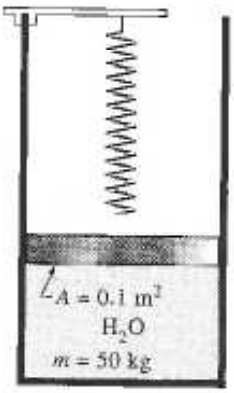


FIGURA P3-47

3-48 Un dispositivo de cilindro-émbolo con un conjunto de topes contiene 10 kg de refrigerante 12. Al principio, 8 kg del refrigerante están en forma líquida, y la temperatura es –10°C. Después se transfiere calor lentamente al refrigerante hasta que el émbolo toca los topes, punto en el cual el volumen es 400 L. Determine: *a*) la temperatura cuando el émbolo golpea los topes y *b*) el trabajo realizado durante este proceso. Muestre también el proceso en un diagrama *P-V*. *Respuestas:* *a*) –10°C, *b*) 52.6 kJ.

3-48E Un dispositivo de cilindro-émbolo con un conjunto de topes contiene 20 lbm de refrigerante 12. Al principio, 16 lbm del refrigerante están en forma líquida, y la temperatura es 10°F. Después se transfiere calor lentamente al refrigerante hasta que el émbolo golpea los topes, punto en el cual el volumen es 14 pie³. Determine: *a*) la temperatura cuando el émbolo golpea los topes y *b*) el trabajo realizado durante este proceso. Muestre también el proceso en un diagrama *P-V*.

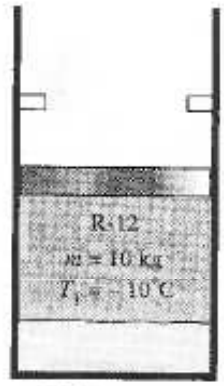


FIGURA P3-48

3-49 Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene 10 kg de vapor saturado de refrigerante 12 a 50°C. Después se permite que el refrigerante se expanda isotérmicamente disminuyendo de manera gradual la presión en un proceso de cuasiequilibrio hasta un valor final de 500 kPa. Determine el trabajo realizado durante este proceso: *a*) use los datos experimentales del volumen específico de la tablas y *b*) trate al vapor del refrigerante como un gas ideal. Determine también el error implicado en el último caso.

3-50 Determine el trabajo de la frontera realizado por un gas durante un proceso de expansión, si los valores medidos de presión y volumen a diversos estados corresponden a 300 kPa, 1 L; 290 kPa, 1.1 L; 270 kPa, 1.2 L; 250 kPa, 1.4 L; 220 kPa, 1.7 L, y 200 kPa, 2 L.

Otras formas de trabajo mecánico

3-51C Un automóvil se acelera desde el reposo hasta 85 km/h en 10 s. ¿El trabajo realizado sobre el automóvil sería diferente si se hubiera acelerado hasta la misma velocidad en 5 s?

3-52C Elevar un peso a una altura de 20 m requiere 20 s para una grúa y 10 s para otra. ¿Hay alguna diferencia en la cantidad de trabajo realizado sobre el peso por cada grúa?

3-53 Determine el trabajo requerido para acelerar un automóvil de 800 kg desde el reposo hasta 100 km/h sobre un camino plano. *Respuesta:* 308.6 kJ.

3-53E Determine el trabajo necesario para acelerar un automóvil de 1 500 lbm en reposo hasta 70 mi/h sobre un camino plano.

3-54 Determine el trabajo necesario para acelerar un automóvil de 2 000 kg de 20 a 70 km/h sobre un camino ascendente con una elevación vertical de 40 m.

3-55 Determine el momento de torsión aplicado al eje de un automóvil que transmite 400 kW y gira a una velocidad de 3 000 rpm. *Respuesta:* 1 273 N · m.

3-55E Determine el momento de torsión aplicado al eje de un automóvil que transmite 450 hp y gira a una velocidad de 3 000 rpm.

3-56 Determine el trabajo requerido para apartar de su posición de equilibrio un resorte lineal con una constante de 70 kN/m por 20 cm.

3-57 El motor de un automóvil de 1 500 kg tiene una potencia nominal de 75 kW. Determine el tiempo que se requiere para acelerarlo desde el reposo hasta una velocidad de 85 km/h a máxima potencia sobre un camino plano. ¿Su respuesta es realista?

3-57E El motor de un automóvil de 2 000 lbm tiene una potencia nominal de 100 hp. Determine el tiempo que se requiere para acelerarlo desde el reposo hasta una velocidad de 60 mi/h a máxima potencia sobre un camino plano. ¿Su respuesta es realista? *Respuesta:* 4.37 s.

3-58 Una ascensor para esquiadores tiene una longitud en un solo sentido de 1 km y una elevación vertical de 200 m. Las sillas están espaciadas a 20 m, y cada silla pueden ocuparla 3 personas. El ascensor está operando a una velocidad permanente de 10 km/h. Despreciando la fricción y el arrastre del aire y suponiendo que la masa promedio de cada silla cargada es de 250 kg, determine la potencia necesaria para operar el ascensor. Estime también la potencia requerida para acelerarlo en 5 s hasta su velocidad de operación cuando acaba de arrancarse. Suponga $g = 9.6$ m/s^2.

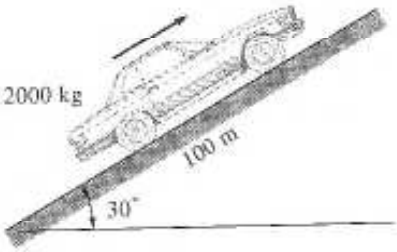


FIGURA P3-59

3-59 Determine la potencia requerida por un automóvil de 2 000 kg para subir por un camino ascendente de 100 m de largo con una pendiente de 30° (respecto de la horizontal) en 10 s: *a*) a velocidad constante, *b*) desde el reposo hasta una velocidad final de 30 m/s y *c*) desde 35 m/s hasta una velocidad final de 5 m/s. Desprecie la fricción, la resistencia del aire y la resistencia al rodamiento. *Respuestas:* *a*) 98.07 kW, *b*) 188.07 kW, *c*) –21.93 kW.

3-59E Determine la potencia requerida por un automóvil de 3 000 lbm para subir por un camino ascendente de 300 pies de largo con una pendiente de 30° (respecto de la horizontal) en 10 s: *a*) a velocidad constante, *b*) desde el reposo hasta una velocidad final de 30 mi/h y *c*) desde 35 mi/h hasta una velocidad final de 5 mi/h. Desprecie la fricción, la resistencia del aire y la resistencia al rodamiento.

3-60 Un carro chocado de 1 200 kg es remolcado por una grúa. Desprecie la fricción, la resistencia del aire y la resistencia al rodamiento, y determine la potencia adicional requerida: *a*) en el caso de velocidad constante sobre un camino plano, *b*) cuando la velocidad es constante e igual a 50 km/h sobre un camino ascendente con 30° (respecto de la horizontal) y *c*) para acelerarlo sobre un camino plano desde el reposo hasta 90 km/h en 12 s. *Respuestas:* *a*) 0, *b*) 81.7 kW, *c*) 31.25 kW.

3-61C En un ciclo, ¿el trabajo neto necesariamente es cero? ¿Para qué tipo de sistemas será éste el caso?

3-62C ¿En qué condiciones es válida la relación $Q - W_{otro} = H_2 - H_1$ en un sistema cerrado?

3-63C En un día caluroso, un estudiante enciende su ventilador cuando abandona su cuarto en la mañana. Cuando regresa en la noche, ¿el cuarto estará más caliente o más frío que los cuartos vecinos? ¿Por qué? Suponga que todas las puertas y ventanas permanecen cerradas.

3-64C Considere dos cuartos idénticos, uno con refrigerador y otro sin él. Si todas las puertas y ventanas están cerradas, ¿el cuarto que tiene el refrigerador estará más frío o más caliente que el otro cuarto? ¿Por qué?

3-65C Considere una lata de refresco que se deja caer desde el techo de un gran edificio. ¿La temperatura del refresco aumentará cuando cae, como una consecuencia de la reducción de la energía potencial?

3-66 Si calienta agua en una cacerola tapada sobre una estufa, mientras la agita por medio de una hélice. Durante el proceso se añaden 30 kJ de calor al agua, y 5 kJ de calor se liberan hacia el aire de los alrededores. El trabajo de la hélice asciende a 500 N · m. Determine la energía final del sistema si su energía inicial es 10 kJ. *Respuesta:* 35.5 kJ.

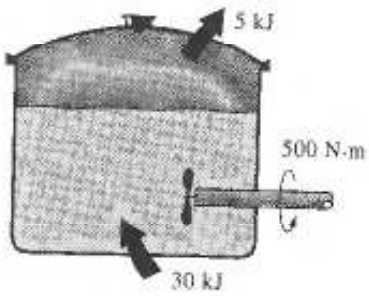


FIGURA P3-66

3-67 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical contiene agua y se calienta sobre una estufa. Durante el proceso, 50 kJ de calor se transfieren al agua y las pérdidas de calor de las paredes laterales ascienden a 8 kJ. El émbolo asciende como resultado de la evaporación y se efectúan 5 kJ de trabajo de frontera. Determine el cambio en la energía del agua en este proceso.

3-67E Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical contiene agua y se calienta sobre una estufa. Durante el proceso, 50 Btu de calor se transfieren al agua y las pérdidas de calor de las paredes laterales ascienden a 8 Btu. El émbolo asciende como resultado de la evaporación y se efectúan 5 Btu de trabajo de frontera. Determine el cambio en la energía del agua en este proceso. *Respuesta:* 37 Btu.

3-68 Ponga los datos faltantes para cada uno de los siguientes procesos de un sistema cerrado entre los estados 1 y 2. (Todo está en kJ.)

	Q	W	E_1	E_2	ΔE
a)	18	−6		35	
b)	−10			4	−15
c)		12	3		32
d)	25		14		10

3-69 Llene los datos faltantes en cada uno de los siguientes procesos de un sistema cerrado entre los estados 1 y 2. (Todo está en kJ.)

	Q	W	E_1	E_2	ΔE
a)		18	6		20
b)	5		20		35
c)	25	−10		40	
d)	−9			12	−15

3-70 Un sistema cerrado se somete a un ciclo compuesto de dos procesos. Durante el primer proceso, 40 kJ de calor se transfieren al sistema, mientras que éste realiza 60 kJ de trabajo. Durante el segundo proceso, 45 kJ de trabajo se efectúan sobre el sistema.

a) Determine la transferencia de calor durante el segundo proceso.
b) Calcule el trabajo neto y la transferencia neta de calor para el ciclo.
Respuestas: a) –25 kJ; *b*) 15 kJ, 15 kJ.

3-70E Un sistema cerrado se somete a un ciclo compuesto por dos procesos. Durante el primer proceso 40 Btu de calor se transfieren al sistema, mientras que éste realiza 60 Btu de trabajo. Durante el segundo proceso, 45 Btu de trabajo se efectúan sobre el sistema.

a) Determine la transferencia de calor durante el segundo proceso.
b) Calcule el trabajo neto y la transferencia neta de calor para el ciclo.

3-71 Un sistema cerrado se somete a un ciclo compuesto de tres procesos. Durante el primer proceso, que es adiabático, se efectúa un trabajo de 50 kJ sobre el sistema. Durante el segundo proceso, 200 kJ de calor se transfieren al sistema y entre tanto ninguna interacción de trabajo ocurre. Y durante el tercer proceso, el sistema efectúa un trabajo de 90 kJ y regresa a su estado inicial.

a) Determine la transferencia térmica durante el último proceso.
b) Determine el trabajo neto efectuado durante este ciclo.

3-72 Un salón de clases ocupado por 40 personas se va a acondicionar con aire mediante unidades de ventana de 5 kW de valor nominal. Puede suponerse que una persona en reposo disipará calor a una tasa aproximada de 360 kJ/h. Hay 10 focos en el cuarto, cada uno de 100 W nominales. La tasa de transferencia de calor hacia el salón de clases a través de las paredes y las ventanas se estima que será igual a 15 000 kJ/h. Si el aire del cuarto se va a mantener a la temperatura constante de 21°C, determine el número de unidades de acondicionamiento de aire de ventana que se requiere. *Respuesta:* 2 unidades.



FIGURA P3-73

Análisis de energía de sistemas cerrados: datos de saturación, líquido comprimido y sobrecalentado

3-73 El radiador de un sistema de calentamiento de vapor tiene un volumen de 20 L y se llena con vapor sobrecalentado a 300 kPa y 250°C. En ese momento tanto las válvulas de entrada como de salida hacia el radiador están cerradas.

Determine la cantidad de calor que se transferirá al cuarto cuando la presión del vapor disminuye a 100 kPa. Muestre también el proceso en un diagrama P-v respecto a las líneas de saturación. *Respuesta:* –33.4 kJ.

3-73E El radiador de un sistema de calentamiento de vapor tiene un volumen de 0.7 pie^3 y se llena con vapor sobrecalentado a 40 psia y 360°F. En ese momento tanto las válvulas de entrada como de salida hacia el radiador están cerradas. Determine la cantidad de calor que se transferirá al cuarto cuando la presión del vapor disminuye a 14.7 psia. Muestre también el proceso en un diagrama P-v respecto de las líneas de saturación.

3-74 Un tanque rígido de 0.5 m^3 contiene refrigerante 12, inicialmente a 200 kPa y 40 por ciento de calidad. Después, se transfiere calor al refrigerante hasta que la presión alcanza 800 kPa. Determine: *a*) la masa del refrigerante en el tanque y *b*) la cantidad de calor transferido. Muestre también el proceso en un diagrama P-v respecto de las líneas de saturación.

3-75 Un tanque rígido de 0.6 m^3 contiene refrigerante 12 en la forma de vapor saturado a 0.8 MPa. Como resultado de la transferencia de calor del refrigerante, la presión disminuye a 200 kPa. Muestre el proceso en un diagrama P-v respecto de las líneas de saturación y determine: *a*) la temperatura final, *b*) la cantidad de refrigerante que se ha condensado y *c*) la transferencia de calor. *Respuestas:* *a*) –12.53°C, *b*) 20.4 kg, *c*) –3 360 kJ.

3-75E Un tanque rígido de 20 pie^3 contiene refrigerante 12 en la forma de vapor saturado a 120 psia. Como resultado de la transferencia de calor del refrigerante, la presión disminuye a 30 psia. Muestre el proceso en un diagrama P-v respecto de las líneas de saturación y determine: *a*) la temperatura final, *b*) la cantidad de refrigerante que se ha condensado, y *c*) la transferencia de calor.

3-76 Un tanque rígido perfectamente aislado contiene 5 kg de una mezcla saturada líquido-vapor de agua a 100 kPa. Al inicio, tres cuartos de la masa están en la fase líquida. Una resistencia eléctrica colocada en el tanque se conecta a una fuente de 110 V, y circula por la resistencia una corriente de 8 A cuando se acciona el interruptor. ¿Cuánto tiempo tardará en evaporarse todo el líquido en el tanque? Muestre también el proceso en un diagrama T-v respecto de las líneas de saturación.

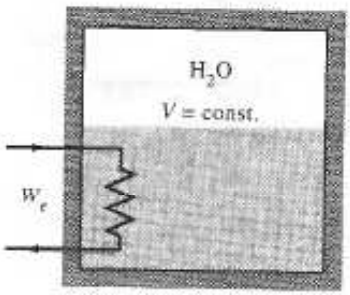


FIGURA P3-76

3-76E Un tanque rígido perfectamente aislado contiene 10 lbm de una mezcla saturada líquido-vapor de agua a 14.7 psia. Al inicio, tres cuartos de la masa están en la fase líquida. Una resistencia eléctrica colocada en el tanque se conecta a una fuente de 110 V, y circula por la resistencia una corriente de 8 A cuando se acciona el interruptor. Determine cuánto tiempo tardará en evaporarse todo el líquido en el tanque. Muestre también el proceso en un diagrama T-v respecto de las líneas de saturación. *Respuesta:* 138.9 min.

3-77 Un tanque aislado se divide en dos partes mediante una separación. Una parte del tanque contiene 2.5 kg de agua líquida comprimida a 60°C y 600 kPa, en tanto que la otra parte se ha vaciado. La partición se elimina y el agua se

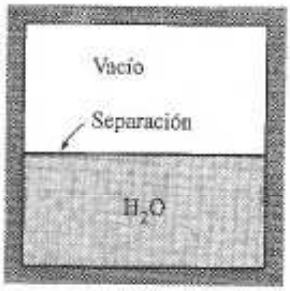


FIGURA P3-77

expande para llenar todo el tanque. Determine la temperatura final del agua y el volumen del tanque para una presión final de 10 kPa.

3-78 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de refrigerante 12 a 800 kPa y 60°C. El refrigerante se enfría a presión constante hasta que se convierte en un líquido a 20°C. Determine la cantidad de transferencia de calor y muestre el proceso en un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación. *Respuesta:* –829.25 kJ.

3-79 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.2 kg de agua a 800 kPa y 0.08 m^3. Después se transfieren 180 kJ de calor al agua mientras su presión se mantiene constante. Determine la temperatura final del agua. Muestre también el proceso en un diagrama *T-v* respecto de líneas de saturación.

3-79E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.5 lbm de agua a 120 psia y 2 pie^3. Después se transfieren 200 Btu de calor al agua mientras su presión se mantiene constante. Determine la temperatura final del agua. Muestre el proceso en un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación, si la temperatura es 70°C. También muestre el proceso en un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación.

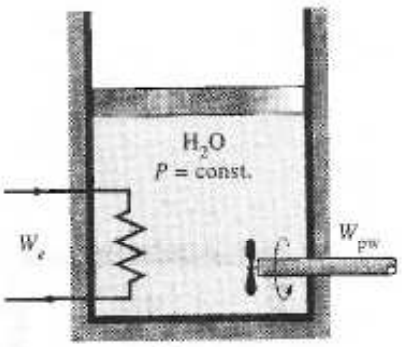


FIGURA P3-80

3-80 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 5 L de agua líquida saturada a una presión constante de 150 kPa. El agua se agita por medio de una hélice mientras una corriente de 8 A circula durante 45 min por una resistencia colocada en el agua. Si la mitad del líquido se evapora durante este proceso a presión constante y el trabajo de la hélice equivale a 300 kJ, determine el voltaje de la fuente. Muestre también el proceso en un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación. *Respuesta:* 230.9 V.

3-80E Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 0.20 pie^3 de agua líquida saturada a una presión constante de 20 psia. El agua se agita con una hélice mientras una corriente de 8 A circula durante 45 min por una resistencia colocada en el agua. Si la mitad del líquido se evapora durante este proceso a presión constante y el trabajo de la hélice equivale a 300 Btu, determine el voltaje de la fuente. Muestre también el proceso en un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación.

3-81 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene vapor a 1 MPa, 350°C y 1.5 m^3. Se deja que el vapor se enfríe a presión constante hasta antes de que empiece a condensarse. Muestre el proceso sobre un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación y determine: *a*) la masa del vapor, *b*) la temperatura final y *c*) la cantidad de calor transferido.

3-81E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene vapor a 180 psia, 500°F y 50 pie^3. Se deja que el vapor se enfríe a presión constante hasta antes de que empiece a condensarse. Muestre el proceso sobre un diagrama *T-v* en relación con las líneas de saturación y determine: *a*) la masa del vapor, *b*) la temperatura final y *c*) la cantidad de calor transferido. *Respuestas: a*) 16.44 lbm, *b*) 373.13°F, *c*) –1 201.7 Btu.

3-82 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene vapor a 200 kPa, 200°C y 0.5 m³. En ese estado, un resorte lineal ($F \alpha x$) toca el émbolo, pero no ejerce fuerza sobre él. Después se transfiere calor lentamente al vapor, lo cual provoca que la presión y el volumen aumenten a 500 kPa y 0.6 m³ respectivamente. Muestre el proceso en un diagrama *P-v* respecto a las líneas de saturación y determine: *a*) la temperatura final, *b*) el trabajo efectuado por el vapor, y *c*) el calor total transferido. *Respuestas:* *a*) 1 131°C, *b*) 35 kJ, *c*) 772 kJ.

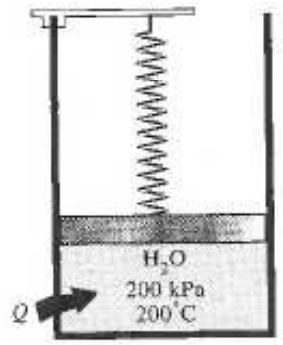


FIGURA P3-82

3-83 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.5 m³ de vapor de agua saturado a 200 kPa. En ese estado, el émbolo descansa sobre un conjunto de topes y su masa es tal que se requiere una presión de 300 kPa para moverlo. Después se transfiere calor lentamente al vapor hasta que se duplica el volumen. Muestre el proceso en un diagrama *P-v* respecto de las líneas de saturación y determine: *a*) la temperatura final, *b*) el trabajo realizado durante este proceso y *c*) la transferencia de calor total. *Respuestas:* *a*) 878.90°C, *b*) 150 kJ, *c*) 875 kJ.

3-84 Un dispositivo de cilindro-émbolo con un conjunto de topes en la parte superior contiene 3 kg de agua líquida saturada a 200 kPa. Se transfiere calor al agua, lo cual provoca que una parte de líquido se evapore y mueva al émbolo hacia arriba. Cuando el émbolo alcanza los topes el volumen encerrado es 60 L. Añade más calor hasta que duplica la presión. Muestre el proceso en un diagrama *P-v* respecto de las líneas de saturación y determine: *a*) la cantidad de líquido en el estado final, si lo hay, *b*) la temperatura final y *c*) el trabajo y la transferencia de calor totales.

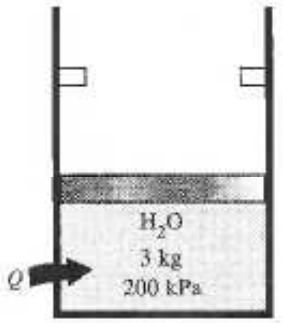


FIGURA P3-84

3-84E Un dispositivo de cilindro-émbolo con un conjunto de topes en la parte superior contiene 5 lbm de agua líquida saturada a 20 psia. Después transfiere calor al agua, lo cual provoca que una parte de líquido se evapore y mueva al émbolo hacia arriba. Cuando el émbolo alcanza los topes, el volumen encerrado es 1.5 pie³. Añade más calor hasta que duplica la presión. Muestre el proceso en un diagrama *P-v* respecto de las líneas de saturación y determine: *a*) la cantidad de líquido en el estado final, si lo hay, *b*) la temperatura final y *c*) el trabajo y la transferencia de calor totales.

3-85 Dos tanques rígidos están conectados por medio de una válvula. El tanque *A* contiene 0.2 m³ de agua y 400 kPa y una calidad de 80 por ciento. El tanque *B* contiene 0.5 m³ de agua a 200 kPa y 250°C. La válvula se abre y con el tiempo los dos tanques alcanzan el mismo estado. Determine la presión y la cantidad de calor transferido cuando el sistema alcanza el equilibrio térmico con los alrededores a 25°C. *Respuestas:* 3.169 kPa, –2 170 kJ.

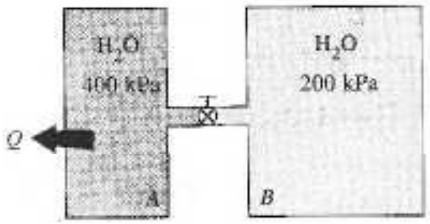


FIGURA P3-85

Calores específicos, Δu y Δh de gases ideales

3-86C ¿La relación $\Delta U = mC_{v\,prom}\Delta T$ se restringe sólo a procesos a volumen constante o puede utilizarse en cualquier tipo de proceso de un gas ideal?

3-87C ¿La relación $\Delta H = mC_{p\,prom}\Delta T$ se restringe sólo a procesos a presión constante o puede utilizarse en cualquier tipo de proceso de un gas ideal?

3-88C Muestre que para un gas ideal $\bar{C}_p = \bar{C}_v + R_u$.

3-89C ¿La energía requerida para calentar aire de 295 a 305 K es la misma que la necesaria para calentarlo de 345 a 355 K? Suponga que la presión permanece constante en ambos casos.

3-90C En la relación $\Delta U = mC_v\Delta T$, ¿cuál es la unidad correcta de C_v—kJ/(kg · °C) o kJ/(kg · K)?

3-91C Una masa fija de un gas ideal se calienta de 50 a 80°C a una presión constante de: *a*) 1 atm y *b*) 3 atm. ¿En cuál caso la energía requerida será más grande? ¿Por qué?

3-92C Una masa fija de un gas ideal se calienta de 50 a 80°C a un volumen constante de: *a*) 1 m^3 y *b*) 3 m^3. ¿En cuál caso la energía requerida será más grande? ¿Por qué?

3-93C Una masa fija de un gas ideal se calienta de 50 a 80°C: *a*) a volumen constante y *b*) a presión constante. ¿En cuál caso la energía requerida será más grande? ¿Por qué?

3-94 Determine el cambio de entalpía Δh de nitrógeno, en kJ/kg, cuando éste se calienta de 600 a 1 000 K, use: *a*) los datos empíricos correspondientes a h de la tabla del nitrógeno (tabla A-18), *b*) la ecuación empírica del calor específico como una función de la temperatura (tabla A-2*c*), *c*) el valor de C_p a la temperatura promedio (tabla A-2*b*), y *d*) el valor de C_p a temperatura ambiente (tabla A-2*a*). Determine también el porcentaje de error implicado en cada caso. *Respuestas: a*) 448.6 kJ/kg; *b*) 447.8 kJ/kg, 0.2 por ciento; *c*) 448.4 kJ/kg, 0.04 por ciento; *d*) 415.6 kJ/kg, 7.4 por ciento.

3-95 Determine el cambio de entalpía Δh del oxígeno, en kJ/kg, cuando éste se calienta de 500 a 800 K, use: *a*) los datos empíricos correspondientes a h de la tabla del oxígeno (tabla A-19), *b*) la ecuación empírica del calor específico como una función de la temperatura (tabla A-2*c*), *c*) el valor de C_p a la temperatura promedio (tabla A-2*b*) y *d*) el valor de C_p a temperatura ambiente (tabla A-2*a*).

3-95E Determine el cambio de entalpía Δh del oxígeno, en Btu/lbm, cuando éste se calienta de 800 a 1 500 R, use: *a*) los datos empíricos correspondientes a h de la tabla del oxígeno (tabla A-19E), *b*) la ecuación empírica del calor específico como una función de la temperatura (tabla A-2E*c*), *c*) el valor de C_p a la temperatura promedio (tabla A-2E*b*), y *d*) el valor de C_p a temperatura ambiente (tabla A-2E*a*). *Respuestas: a*) 169.2 Btu/lbm, *b*) 170.1 Btu/lbm, *c*) 178.5 Btu/lbm, y *d*) 153.3 Btu/lbm.

3-96 Determine el cambio en la energía interna Δu del hidrógeno, en kJ/kg, cuando éste se calienta de 400 a 1 000 K, use: *a*) los datos empíricos correspondientes a u de la tabla del hidrógeno (tabla A-22), *b*) la ecuación empírica del calor específico como una función de la temperatura (tabla A-2*c*), *c*) el valor de C_v a la temperatura promedio (tabla A-2*b*), y *d*) el valor de C_v a temperatura ambiente (tabla A-2*a*). También determine el porcentaje de error en cada caso.

3-96E Determine el cambio en la energía interna Δu del hidrógeno, en Btu/lbm, cuando éste se calienta de 700 a 1 500 R, use *a*) los datos empíricos correspondientes a u de la tabla del hidrógeno (tabla A-22E), *b*) la ecuación empírica del calor específico como una función de la temperatura (tabla A-2E*c*), *c*) el valor de C_v a la temperatura promedio (tabla A-2E*b*), y *d*) el valor de C_v a temperatura ambiente (tabla A-2E*a*). Determine también el porcentaje de error en cada caso.

Análisis de energía de sistemas cerrados: gases ideales

3-97C ¿Es posible comprimir isotérmicamente un gas ideal en un dispositivo de cilindro-émbolo adiabático? Explique.

3-98 Un tanque rígido contiene 10 kg de aire a 200 kPa y 27°C. El aire se calienta después hasta que duplica su presión. Determine: *a*) el volumen del tanque y *b*) la cantidad de calor transferida. *Respuestas:a*) 4.305 m³, *b*) 2 207 kJ.

3-98E Un tanque rígido contiene 20 lbm de aire a 50 psia y 80°F. El aire se calienta después hasta que duplica su presión. Determine: *a*) el volumen del tanque y *b*) la cantidad de calor transferida. *Respuestas:a*) 80 pie³, *b*) 1 898 Btu.

3-99 Un tanque rígido de 1 m³ contiene hidrógeno a 250 kPa y 500 K. El gas se enfría hasta que su temperatura disminuye a 300 K. Determine: *a*) la presión final en el tanque, y *b*) la cantidad de calor transferido.

3-100 Se va a calentar un cuarto de 4 m × 5 m × 6 m mediante un calefactor eléctrico. Se desea que el calefactor eléctrico sea capaz de aumentar la temperatura del aire en el cuarto de 7 a 23°C en 15 min. Suponga que no hay pérdidas de calor del cuarto y que hay una presión atmosférica de 100 kPa. Determine la potencia nominal requerida del calefactor eléctrico. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuesta:* 1.91 kW.

3-101 Se calienta un cuarto de 4 m × 5 m × 7 m mediante el radiador de un sistema de calefacción de vapor. El radiador de vapor tranfiere calor a una tasa de 10 000 kJ/h, y se utiliza un ventilador de 100 W para distribuir el aire caliente en el cuarto. Se calcula que la tasa de pérdida de calor del cuarto será cercana a 5 000 kJ/h. Si la temperatura inicial del aire del cuarto es 10°C, determine cuánto tiempo se requerirá para que la temperatura del aire aumente a 20°C. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

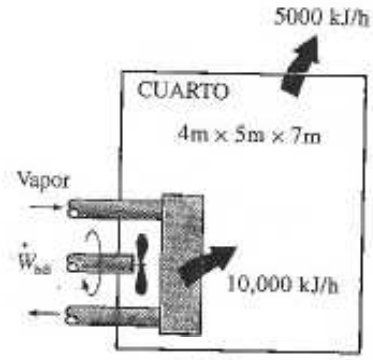


FIGURA P3-101

3-101E Se calienta un cuarto de 12 pie × 15 pie × 20 pie mediante el radiador de un sistema de calefacción de vapor. El radiador de vapor tranfiere calor a una tasa de 10 000 Btu/h, y se utiliza un ventilador de 100 W para distribuir el aire caliente en el cuarto. Se calcula que la tasa de pérdida de calor del cuarto será cercana a 5 000 Btu/h. Si la temperatura inicial del aire del cuarto es 45°F, determine cuánto tiempo se requerirá para que la temperatura del aire aumente a 75°F. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuesta:* 978 s.



FIGURA P3-102

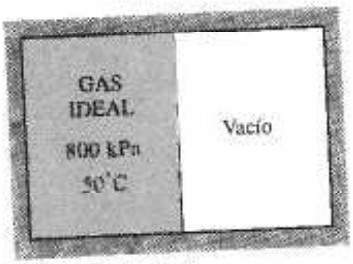


FIGURA P3-104

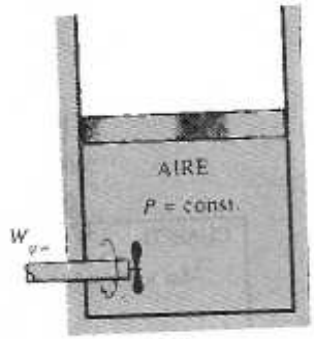


FIGURA P3-106

3-102 Una estudiante que vive en un cuarto dormitorio de 4 m × 6 m × 6 m enciende su ventilador de 150 W antes de salir del cuarto en un día de verano. Espera que el cuarto esté más frío cuando regrese en la noche. Suponga que todas las puertas y ventanas están herméticamente cerradas y descarte cualquier transferencia térmica entre las paredes y las ventanas, determine la temperatura en el cuarto cuando ella regrese 10 h después. Emplee los valores de calor específico a temperatura ambiente y suponga que el cuarto estará a 100 kPa y 15°C en la mañana cuando ella salga. *Respuesta:* 58.2°C.

3-103 Un tanque de 0.3 m^3 contiene oxígeno a 100 kPa y 27°C. Una hélice dentro del tanque gira hasta que la presión interior llega a 150 kPa. Durante el proceso 2 kJ de calor se liberan hacia los alrededores. Use la tabla del oxígeno y determine el trabajo realizado por la hélice. Desprecie la energía almacenada en la hélice. *Respuesta:* –40.94 kJ.

3-103E Un tanque de 10 pie^3 contiene oxígeno a 14.7 psia y 80°F. Una hélice dentro del tanque gira hasta que la presión interior llega a 20 psia. Durante el proceso 20 Btu de calor se liberan hacia los alrededores. Use la tabla del oxígeno y determine el trabajo realizado por la hélice. Desprecie la energía almacenada en la hélice.

3-104 Un tanque rígido aislado se divide en dos partes iguales mediante una separación. Al inicio, una parte contiene 3 kg de un gas ideal a 800 kPa y 50°C, y en la otra parte se ha hecho vacío. La separación se elimina y el gas se expande por todo el tanque. Determine la temperatura y presión final en el tanque.

3-104E Un tanque rígido aislado se divide en dos partes iguales mediante una separación. Al inicio, una parte contiene 8 lbm de un gas ideal a 80 psia y 200°F, y en la otra parte se ha hecho vacío. La separación se elimina y el gas se expande por todo el tanque. Determine la temperatura y presión final en el tanque.

3-105 Un dispositivo de cilindro-émbolo, cuyo émbolo descansa sobre la parte superior de un conjunto de topes, contiene 0.5 kg de gas helio a 100 kPa y 25°C. La masa del émbolo es tal que se requieren 500 kPa de presión para levantarlo. ¿Cuánto calor debe transferirse al helio antes de que el émbolo empiece a levantarse? *Respuesta:* 1 857 kJ.

3-106 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 100 L de aire a 400 kPa y 25°C. Una hélice dentro del cilindro gira hasta que se efectúan 15 kJ de trabajo sobre el aire, mientras la presión se mantiene constante. Determine la temperatura final del aire usando los datos de la tabla correspondiente al mismo. Omita la energía almacenada en la hélice.

3-107 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.8 m^3 de nitrógeno a 300 kPa y 327°C. Después se deja que el nitrógeno se enfríe a presión constante hasta que la temperatura disminuye a 77°C. Emplee los datos de la tabla del nitrógeno y determine la transferencia de calor. *Respuesta:* –355.2 kJ.

3-107E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 25 pie^3 de nitrógeno a 25 psia y 700°F. Después, se deja que el nitrógeno se enfríe a presión constante

hasta que la temperatura disminuye a 140°F. Emplee los datos de la tabla del nitrógeno y determine la transferencia de calor.

3-108 Una masa de 15 kg de aire en un dispositivo de cilindro-émbolo se calienta de 25 a 77°C al pasar corriente por un calefactor eléctrico dentro del cilindro. La presión dentro de éste se mantiene constante en 300 kPa durante el proceso y ocurre una pérdida de calor de 60 kJ. Determine la energía eléctrica suministrada, en kWh. *Respuesta*: 0.235 kWh.

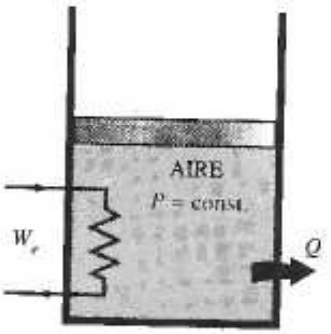


FIGURA P3-108

3-109 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 0.3 m³ de dióxido de carbono a 200 kPa y 27°C. Se conecta un interruptor eléctrico, y una fuente de 110 V suministra corriente a un calefactor eléctrico dentro del cilindro durante10 min. La presión es constante durante el proceso, mientras se duplica el volumen. Determine la corriente que pasa por el calefactor eléctrico.

3-109E Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 10 pie³ de dióxido de carbono a 30 psia y 80°F. Se conecta un interruptor eléctrico, y una fuente de 110 V suministra corriente a un calefactor eléctrico dentro del cilindro durante 10 min. La presión es constante durante el proceso, mientras se duplica el volumen. Determine la corriente que pasa por el calefactor eléctrico. *Respuesta:* 4.6 A.

3-110 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.8 kg de nitrógeno a 100 kPa y 27°C. El nitrógeno se comprime lentamente en un proceso politrópico durante el cual $PV^{1.3}$ = constante hasta que el volumen se reduce a la mitad. Determine el trabajo realizado y la transferencia de calor para este proceso.

3-111 Un cuarto se calienta mediante un calefactor eléctrico. Cuando las pérdidas de calor del cuarto en un día de invierno ascienden a 8 000 kJ/h, la temperatura del aire en un cuarto permanece constante aun cuando el calefactor opere continuamente. Determine la potencia nominal del calefactor, en kW.

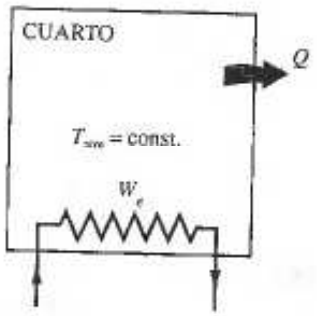


FIGURA P3-111

3-112 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.1 m³ de aire a 400 kPa y 50°C. El calor se transfiere al aire en la cantidad de 40 kJ cuando el aire se expande isotérmicamente. Determine la cantidad de trabajo de frontera efectuado durante este proceso. *Respuesta:* 40 kJ.

3-112E Un dispositivo de émbolo-cilindro contiene 3 pie³ de aire a 60 psia y 150°F. El calor se transfiere al aire en la cantidad de 40 Btu cuando el aire se expande isotérmicamente. Determine la cantidad de trabajo de la frontera efectuado durante este proceso.

3-113 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de argón a 400 kPa y 30°C. Durante un proceso de expansión isotérmica en cuasiequilibrio, el sistema efectúa 15 kJ de trabajo de la frontera, y 3 kJ de trabajo de la hélice se efectúa sobre el sistema. Determine la transferencia de calor en este proceso. *Respuesta:* 12 kJ.

3-113E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 8 lbm de argón a 75 psia y 70°F. Durante un proceso de expansión isotérmica en cuasiequilibrio, el sistema

efectúa 15 Btu de trabajo de la frontera, y 3 Btu de trabajo de la hélice se efectúa sobre el sistema. Determine la transferencia de calor en este proceso.

3-114 Un dispositivo de cilindro-émbolo cuyo émbolo descansa sobre un conjunto de topes, contiene 3 kg de aire a 200 kPa y 27°C. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 400 kPa para moverlo. Después se transfiere calor al aire hasta que su volumen se duplica. Determine el trabajo efectuado por el aire y el calor total transferido al mismo durante este proceso. Muestre también el proceso en un diagrama *P-v*. *Respuestas:* 516 kJ, 2 674 kJ.

3-115 Un dispositivo de cilindro-émbolo, con un conjunto de topes en la parte superior, contiene 3 kg de aire a 200 kPa y 27°C. Después se transfiere calor al aire y el émbolo se eleva hasta que hace contacto con los topes, punto en el cual el volumen es el doble del inicial. Se transfiere más calor hasta que la presión interior del cilindro también se duplica. Determine el trabajo realizado y la cantidad de calor transferido en este proceso. Muestre también el proceso en un diagrama *P-v*.

3-115E Un dispositivo de cilindro-émbolo, con un conjunto de topes en la parte superior, contiene 5 lbm de aire a 30 psia y 80°F. Después se transfiere calor al aire y el émbolo se eleva hasta que hace contacto con los topes, punto en el cual el volumen es el doble del inicial. Se transfiere más calor hasta que la presión interior del cilindro también se duplica. Determine el trabajo realizado y la cantidad de calor transferido en este proceso. Muestre también el proceso en un diagrama *P-v*. *Respuestas:* 184.9 Btu y 1 731 Btu.

3-116 Un tanque rígido que contiene 0.4 m^3 de aire a 400 kPa y 30°C se conecta mediante una válvula a un dispositivo de cilindro-émbolo con espacio libre igual a cero. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 200 kPa para levantar el émbolo. Después la válvula se abre ligeramente y se deja que el aire fluya hacia el interior del cilindro hasta que la presión en el tanque disminuye a 200 kPa. Durante este proceso, se intercambia calor con los alrededores de modo que el aire permanece a 30°C todo el tiempo. Encuentre la transferencia de calor en este proceso.

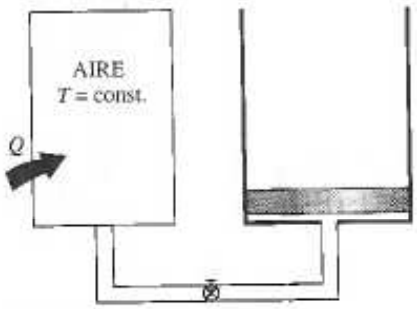


FIGURA P3-116

Análisis de energía de sistemas cerrados: sólidos y líquidos

3-117 Una masa desconocida de aluminio a 60°C se deposita dentro de un tanque aislado que contiene 40 L de agua a 25°C y presión atmosférica. Si la temperatura de equilibrio final es 30°C, determine la masa del aluminio. Suponga que la densidad del agua líquida es de 1000 kg/m^3. *Respuesta:* 31.0 kg.

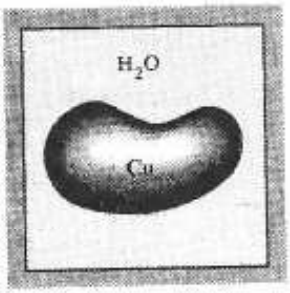


FIGURA P3-118

3-118 Una masa de 50 kg de cobre a 70°C se deposita en un tanque aislado que contiene 80 kg de agua a 25°C. Determine la temperatura de equilibrio final en el tanque.

3-118E Una masa de 90 lbm de cobre a 180°F se deposita en un tanque aislado que contiene 120 lbm de agua a 70°F. Determine la temperatura de equilibrio final en el tanque. *Respuesta*: 77.1°F.

3-119 Una masa de hierro de 20 kg a 100°C se pone en contacto con 20 kg de aluminio a 200° C en un recinto aislado. Determine la temperatura de equilibrio final del sistema combinado.

3-120 Una masa desconocida de hierro a 90°C se deposita dentro de un tanque aislado que contiene 80 L a 20°C. Al mismo tiempo, una hélice accionada por un motor de 200 W se activa para agitar el agua. Después de 25 min se establece el equilibrio térmico con una temperatura final de 27°C. Determine la masa del hierro. Desprecie la energía almacenada en la hélice y considere la densidad del agua a 1 000 kg/m³. *Respuesta:* 72.1 kg.

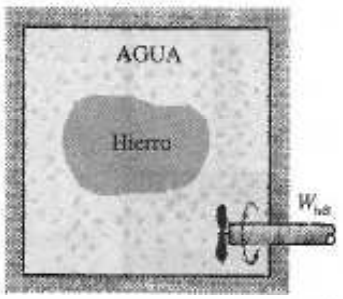


FIGURA P3-120

3-121 Una masa de 50 kg de cobre a 70°C y una masa de 20 kg de hierro a 80°C se depositan dentro de un tanque que contiene 150 kg de agua a 20°C. Durante el proceso 600 kJ de calor se liberan hacia los alrededores. Determine la temperatura de equilibrio final. *Respuesta:* 21.4°C.

3-121E Una masa de 90 lbm de cobre a 160°F y una masa de 50 lbm de hierro a 200°F se depositan dentro de un tanque que contiene 180 lbm de agua a 70°F. Si 600 Btu de calor se liberan hacia los alrededores durante el proceso, determine la temperatura de equilibrio final.

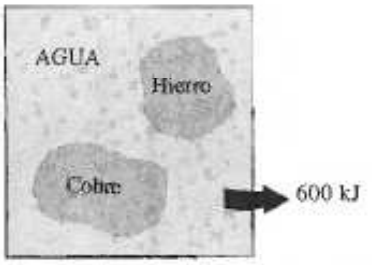


FIGURA P3-121

Sistemas biológicos

3-122C ¿Qué es el metabolismo? ¿Qué es la tasa metabólica basal? ¿Cuál es el valor de la tasa metabólica basal para un hombre promedio?

3-123C ¿Para qué se usa la energía liberada durante el metabolismo en los humanos?

3-124C ¿El contenido de energía metabolizable de un alimento es el mismo que la energía liberada cuando se quema en una bomba calorimétrica? Si no es así, ¿en qué difieren?

3-125C ¿En el diseño de sistemas de calefacción y aire acondicionado de los salones de clase el número de ocupantes esperado es una consideración importante? Explique.

3-126C ¿Qué piensa usted de un programa de dieta que permite grandes cantidades de pan y arroz siempre que no se añada mantequilla o margarina?

3-127 Considere dos cuartos idénticos, uno con un calefactor de resistencia eléctrica de 2 kW y el otro con tres parejas que bailan a un ritmo fuerte. ¿En cuál de los cuartos la temperatura aumentará más rápido?

3-128 El calor específico promedio del cuerpo humano es 3.6 kJ/(kg · °C). Si la temperatura del cuerpo de una mujer de 65 kg aumenta 3°C como resultado de una fiebre, determine la cantidad de grasa humana que debe consumirse para proporcionar la energía requerida para el aumento en la temperatura del cuerpo.

3-129 Considere dos hombres idénticos de 80 kg que comen iguales alimentos y que hacen las mismas cosas, excepto que uno de ellos trota durante 30 min diariamente en tanto que el otro ve la TV. Determine la diferencia de peso entre los dos en un mes. *Respuesta:* 1.025 kg.

3-130 Considere un salón de clases que libera calor al exterior a una tasa de 20 000 kJ/h. Si hay 30 estudiantes en clase y cada uno disipa calor a una tasa 100 W, determine si es necesario encender la calefacción en el salón para prevenir el descenso de la temperatura ambiente.

3-131 Una mujer de 68 kg planea andar en bicicleta durante una hora. Si ella cubre todas sus necesidades de energía, mientras anda en bicicleta, y come barras de chocolate de 30 g, determine cuántas barras necesita comerse.

3-132 Un hombre de 55 kg cae en tentación y se come una caja completa de 1 L de helado. ¿Cuánto tiempo necesita trotar para quemar las calorías que consumió del helado? *Respuesta:* 2.52 h.

3-133 Considere a un hombre que tiene 20 kg de grasa en el cuerpo cuando va a hacer una huelga de hambre. Determine cuánto puede sobrevivir sólo con la grasa de su cuerpo.

3-134 Considere a dos mujeres idénticas de 50 kg, Mari y Lupita, que hacen las mismas cosas y comen la misma comida, excepto que Mari ingiere papa cocida con cuatro cucharadas de mantequilla, en tanto que Lupita come las suyas sin nada cada noche. Determine la diferencia en los pesos de Mari y Lupita después de un año. *Respuesta:* 6.5 kg.

3-135 Una mujer que suele beber 1 L de refresco de cola al día cambia a uno de cola dietético (cero calorías) y empieza a comer dos rebanadas de pastel de manzana todos los días. ¿Está consumiendo menos o más calorías?

3-136 Un hombre de 60 kg suele comer una manzana todos los días después de la cena sin perder o ganar peso. Ahora come una orden de 200 mL de helado en lugar de una manzana, y camina 20 min diariamente. De acuerdo con esta nueva dieta, ¿cuánto peso ganará o perderá al mes? *Respuesta:* Ganancia de 0.087 kg.

3-137 El calor específico promedio del cuerpo humano es 3.6 kJ/(kg · °C). Si la temperatura del cuerpo de un hombre de 80 kg aumenta de 37°C a 39°C durante el ejercicio intenso, determine el aumento en la energía térmica del cuerpo como resultado de este aumento en la temperatura del mismo.

Problemas de repaso

3-138 Un cuarto perfectamente aislado de 4 m × 4 m × 5 m a 10°C se calienta por medio del radiador de un sistema de calefacción de vapor. El radiador tiene un volumen de 15 L y se llena con vapor sobrecalentado a 200 kPa y 200°C. En este momento tanto las válvulas de entrada y de salida del radiador están cerradas. Un ventilador de 120 W se utiliza para distribuir el aire en el cuarto. Se observa que la presión del vapor disminuye a 100 kPa después de 30 min como resultado de la transferencia de calor al cuarto. Si supone calor específico constante para el aire a temperatura ambiente, determine la temperatura promedio del aire en 30 min. Suponga que la presión del aire en el cuarto permanece constante en 100 kPa.

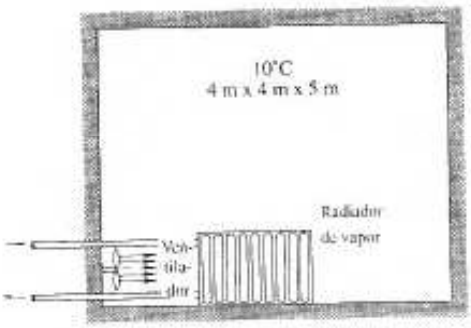


FIGURA P3-138

3-139 Considere un elevador vertical cuya cabina tiene una masa total de 800 kg cuando está completamente cargado, y 150 kg cuando está vacío. El peso de

la cabina del elevador se equilibra parcialmente mediante un contrapeso de 400 kg, que se conecta en la parte superior de la cabina por medio de cables que pasan por una polea localizada en la parte superior del pozo del elevador. Desprecie el peso de los cables y suponga rieles guía y poleas sin fricción, determine: *a*) la potencia requerida mientras la cabina totalmente cargada se eleva a una velocidad constante de 2 m/s, y *b*) la potencia requerida en tanto la cabina vacía desciende a una velocidad constante de 2 m/s.

¿Cuál sería su respuesta para *a*) si no se usara el contrapeso? ¿Cuál sería su respuesta para *b*) si se generara una fuerza de fricción 1 200 N entre la cabina y los rieles guía?

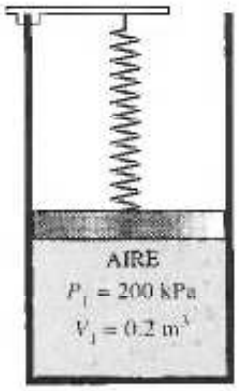


FIGURA P3-140

3-140 Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene aire a 200 kPa y 0.2 m^3. En este estado, un resorte lineal ($F \alpha x$) toca el émbolo pero no ejerce fuerza sobre él. El aire se calienta después hasta un estado final de 0.5 m^3 y 800 kPa. Determine: *a*) el trabajo total efectuado por el aire y *b*) el trabajo realizado contra el resorte. Muestre también el proceso en un diagrama *P-v*. *Respuestas: a*) 150 kJ, *b*) 90 kJ.



FIGURA P3-141

3-141 Una masa de 5 kg de mezcla saturada líquido-vapor de agua está contenida en un dispositivo de cilindro-émbolo a 100 kPa. Al inicio, 2 kg de agua están en la fase líquida y el resto, en la fase de vapor. Después se transfiere calor al agua, y el pistón que descansa sobre un conjunto de topes, empieza a moverse cuando la presión interior alcanza 200 kPa. La transferencia de calor continúa hasta que el volumen total aumenta 20 por ciento. Determine: *a*) las temperaturas inicial y final, *b*) la masa de agua líquida justo cuando el émbolo empieza a moverse, y *c*) el trabajo realizado durante este proceso. Muestre también el proceso en un diagrama *P-v*.

3-142 Un globo esférico contiene 5 kg de aire a 200 kPa y 500 K. El material del globo es tal que la presión en el interior siempre es proporcional al cuadrado del diámetro. Determine el trabajo realizado cuando se duplica el volumen del globo como consecuencia de la transferencia de calor. *Respuesta*: 936 kJ.

3-142E Un globo esférico contiene 10 lbm de aire a 30 psia y 800 R. El material del globo es tal que la presión en el interior es proporcional al cuadrado del diámetro. Determine el trabajo realizado cuando se duplica el volumen del globo como consecuencia de la transferencia de calor. *Respuesta:* 715.3 Btu.

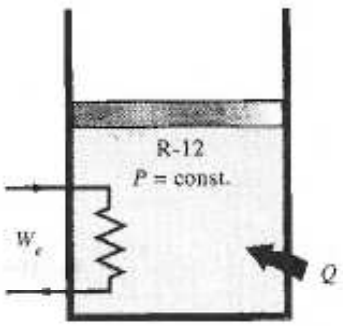


FIGURA P3-143

3-143 Una masa de 12 kg de vapor saturado de refrigerante 12 está contenida en un dispositivo de cilindro-émbolo a 200 kPa. Se transfieren 250 kJ de calor al refrigerante a presión constante mientras una fuente de 110 V suministra corriente a una resistencia dentro del cilindro durante 6 min. Determine la corriente suministrada si la temperatura final es 70°C. Muestre también el proceso en un diagrama *T-v* respecto de las líneas de saturación. *Respuesta*: 9.57 A.

3-144 Una masa de 0.2 kg de refrigerante 12 saturado está contenida en un dispositivo de cilindro-émbolo a 200 kPa. Al inicio, 75 por ciento de la masa se encuentra en la fase líquida. Después se transfiere calor al refrigerante a presión constante hasta que el cilindro contiene sólo vapor. Muestre el proceso en un diagrama *P-v* en relación con las líneas de saturación. Determine: *a*) el volumen

ocupado inicialmente por el refrigerante, *b*) el trabajo efectuado, y *c*) la transferencia de calor total.

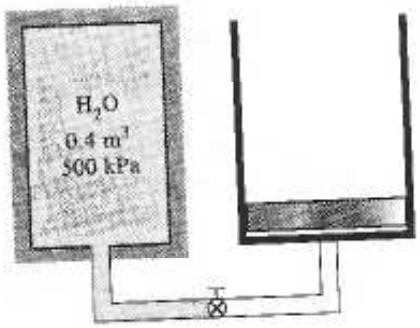


FIGURA P3-145

3-145 Un tanque aislado que contiene 0.4 m³ de vapor de agua saturado a 500 kPa se conecta a un dispositivo de cilindro-émbolo aislado y evacuado. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 200 kPa para levantar el émbolo. Después se abre un poco la válvula y parte del vapor fluye hacia el cilindro, empujando al émbolo hacia arriba. Este proceso continúa hasta que la presión en el tanque desciende a 200 kPa. Encuentre la temperatura del vapor después de que se establece el equilibrio térmico.

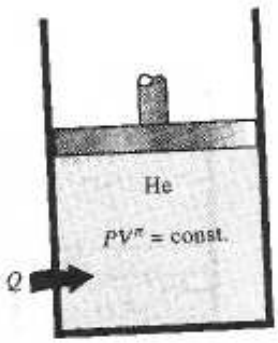


FIGURA P3-146

3-146 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene gas helio a 150 kPa, 20°C y 0.5 m³. Después el helio se comprime en un proceso politrópico (PV^n = constante) hasta 400 kPa y 140°C. Determine la transferencia de calor en este proceso. *Respuesta*: –11.2 kJ.

3-146E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene gas helio a 25 psia, 70°F y 15 pie³. El helio, después, se comprime en un proceso politrópico (PV^n = constante) hasta 60 psia y 300°F. Determine la transferencia de calor en este proceso.

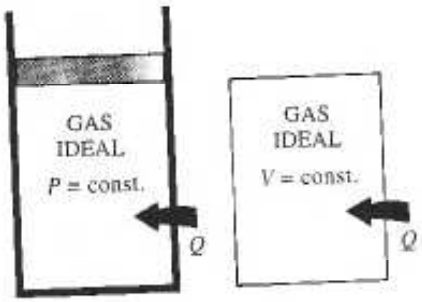


FIGURA P3-147

3-147 Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción y un tanque rígido contienen cada uno 12 kg de un gas ideal a igual temperatura, presión y volumen. Se desea elevar las temperaturas de ambos sistemas en 15 °C. Determine la cantidad de calor adicional que debe suministrarse al gas en el cilindro, el cual se mantiene a presión constante, para alcanzar este resultado. Suponga que la masa molar del gas es 25.

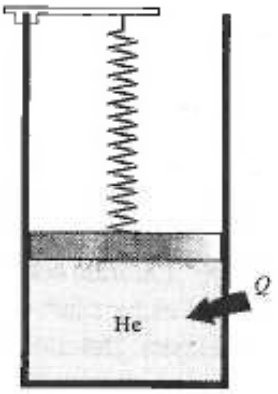


FIGURA P3-148

3-148 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.5 m^3 de gas helio, inicialmente a 100 kPa y 25°C. En estas condiciones, un resorte lineal toca el émbolo pero no ejerce fuerza sobre él. Después se transfiere calor al helio hasta que tanto la presión como el volumen se triplican. Determine: *a*) el trabajo realizado y *b*) la cantidad de calor transferido en este proceso. Indique también el proceso en un diagrama *P-v*. *Respuestas: a*) 200 kJ, *b*) 801.4 kJ.

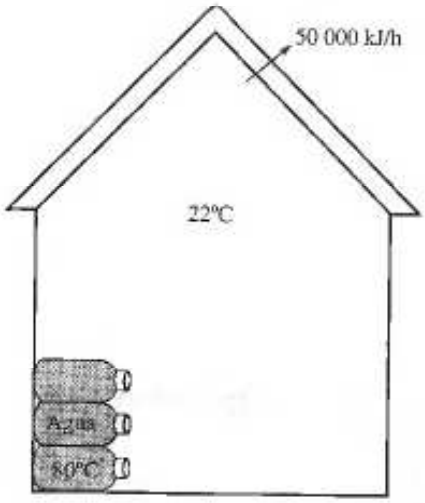


FIGURA P3-149

3-149 Una casa solar pasiva que libera calor hacia el exterior a una tasa promedio de 50 000 kJ se mantiene a 22°C todo el tiempo durante 10 h en una noche de invierno. La casa se va a calentar mediante 50 recipientes de vidrio, cada uno con 20 L de agua que se calientan hasta 80°C durante el día al absorber la energía solar. Un calefactor de resistencia eléctrica de respaldo de 15 kW controlado por termostato se enciende cada vez que es necesario para mantener la casa a 22°C. *a*) ¿Cuánto tiempo operó el sistema de calefacción eléctrica esa noche? *b*) ¿Cuánto tiempo habría funcionado el calefactor eléctrico esa noche si la casa no tuviera incorporada calefacción solar? *Respuestas: a*) 4.77 h, *b*) 9.26 h.

3-150 Se sabe que el viento hace que el aire frío se sienta mucho más frío como resultado del efecto de *viento frío*, el cual se debe al aumento en el coeficiente de transferencia de calor por convección como consecuencia del incremento en la velocidad del aire. El efecto de viento frío suele expresarse en términos del *factor de viento frío*, que es la diferencia entre la temperatura real del aire y la temperatura equivalente de aire tranquilo. Por ejemplo, un factor de viento frío de 20°C para una temperatura de aire real de 5°C significa que el aire que sopla a 5°C se siente tan frío como el aire tranquilo a –15°C. En otras palabras, una persona perderá tanto calor en aire a 5°C con un factor de viento frío de 20°C como ocurriría en aire tranquilo a –15°C.

Para hacer un análisis de transferencia de calor, considere que un hombre desnudo puede modelarse como un cilindro vertical de 170 cm de largo y 30 cm de diámetro, tanto con la superficie superior como la inferior aisladas y con la superficie lateral a una temperatura promedio de 34°C. Para un coeficiente de transferencia de calor por convección de 15 $W/(m^2 \cdot °C)$, determine la tasa de pérdida de calor de este hombre en aire tranquilo a 20°C. ¿Cuál sería su respuesta si el coeficiente de transferencia de calor por convección aumentara a 50 $W/(m^2 \cdot °C)$ como resultado del viento? ¿Cuál es el factor de viento frío en este caso?

3-151 Un calefactor de resistencia eléctrica de 800 W y 50 cm de largo cuyo diámetro es 0.5 cm y la temperatura de su superficie 120°C, está sumergido en 40 kg de agua a 20°C. Determine cuánto tiempo será necesario para que este calefactor aumente la temperatura del agua a 80°C. Determine también los coeficientes de transferencia de calor por convección al principio y al final del proceso de calentamiento.

3-152 Un hombre de 100 kg decide perder 5 kg sin cortar su ingestión de 3 000 Calorías diarias. En vez de ello, nadará y bailará con rapidez, trotará y andará en bicicleta durante una hora todos los días. El resto del día descansará o se relajará. Determine cuánto tiempo le llevará perder 5 kg.

3-153 Una tonelada (1 000 kg) de agua líquida a 80°C se lleva a un cuarto bien aislado y sellado de 4 m × 5 m × 6 m, a 22°C y 100 kPa. Suponga calores específicos constantes tanto para el aire como para el agua a temperatura ambiente. Determine la temperatura de equilibrio final en el cuarto. *Respuesta*: 78.6°C.

3-154 Un cuarto de 4 m × 5 m × 6 m va a calentarse mediante una tonelada (1 000 kg) de agua líquida contenida en un tanque que se pone en el cuarto. El cuarto libera calor al exterior a una tasa promedio de 10 000 kJ/h. Al inicio, el cuarto se encuentra a 20°C y 100 kPa y todo el tiempo se mantiene a una temperatura promedio de 20°C. Si el agua caliente va a cubrir los requerimientos de calefacción de este cuarto durante un periodo de 24 h, determine la temperatura mínima del agua cuando se lleva al cuarto.

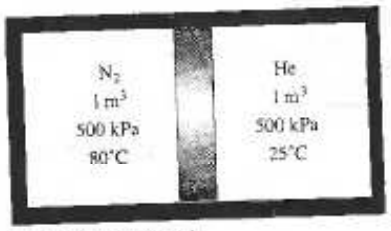


FIGURA P3-155

3-155 Considere un cilindro rígido horizontal perfectamente aislado que se divide en dos compartimientos mediante un pistón que tiene libertad de movimiento, pero que no permite que pase gas hacia el otro lado. Al principio, un lado del émbolo contiene 1 m³ de gas N_2 a 500 kPa y 80°C, en tanto que el otro lado contiene 1 m³ de gas He a 500 kPa y 25°C. Se ha establecido el equilibrio térmico en el cilindro como consecuencia de la transferencia de calor a través del émbolo. Emplee calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine la temperatura de equilibrio final en el cilindro. ¿Cuál sería su respuesta si el émbolo no tuviera la libertad de moverse?

3-156 Repita el problema anterior, pero suponga que el émbolo está hecho de 5 kg de cobre a la temperatura promedio de los dos gases a ambos lados. *Respuesta*: 56°C.

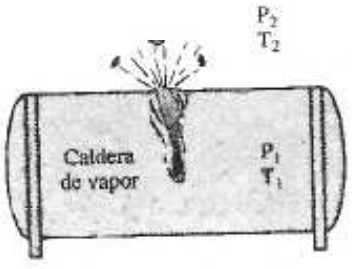


FIGURA P3-157

3-157 A fines del siglo pasado y principios del actual, las explosiones de calderas de vapor originaron cientos de muertes e incitaron al desarrollo del Código de Calderas y Recipientes a Presión de la ASME en 1915. Si considera que con el tiempo el fluido presurizado en un recipiente alcanza el equilibrio con sus alrededores un poco después de la explosión, el trabajo que el fluido presurizado efectuaría si se le dejara expandirse adiabáticamente hasta el estado de los alrededores puede verse como la *energía explosiva* del fluido presurizado. Debido al muy corto tiempo de la explosión y a la aparente estabilidad ulterior, el proceso de la explosión puede considerarse adiabático sin cambios en las energías

cinética y potencial. La relación de la conservación de la energía para un sistema cerrado en este caso se reduce a $-W = m(u_2 - u_1)$. Entonces la energía explosiva E_{exp} se vuelve

$$E_{exp} = m(u_1 - u_2)$$

donde los subíndices 1 y 2 se refieren al estado del fluido antes y después de la explosión, respectivamente. La energía explosiva específica e_{exp} suele expresarse *por unidad de volumen*, y se obtiene al dividir la cantidad anterior entre el volumen total V del recipiente:

$$e_{exp} = \frac{u_1 - u_2}{v_1}$$

donde v_1 es el volumen específico del fluido antes de la explosión.

Demuestre que la energía explosiva específica de un gas ideal con calores específicos constantes es

$$e_{exp} = \frac{P_1}{k-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$$

Determine también la energía explosiva total de 20 m^3 de aire a 5 MPa y 100°C cuando los alrededores están a 20°C.

3-158 Emplee las relaciones del problema anterior y determine la energía explosiva de 20 m^3 de vapor a 10 MPa y 500°C, suponga que el vapor se condensa y se vuelve un líquido a 25°C después de la explosión. ¿A cuántos kilogramos de TNT equivale esta energía explosiva? La energía explosiva del TNT es aproximadamente 3 250 kJ/kg.

3-159 El contenido de energía de cierto alimento se determina en una bomba calorimétrica que contiene 3 kg de agua. Se quema una muestra de 2 g del alimento en presencia de 100 g de aire en la cámara de reacción. Si la temperatura del agua aumenta 3.2°C cuando se establece el equilibrio, determine el contenido de energía del alimento, en kJ/kg, desprecie la energía térmica almacenada en la cámara de reacción y la energía suministrada por el mezclador. ¿Cuál es el error aproximado al despreciar la energía térmica almacenada en la cámara de reacción? *Respuesta*: 20 083 kJ/kg.



FIGURA P3-159

3-160 Un hombre de 68 kg cuya temperatura corporal promedio es 38°C bebe 1 L de agua enfriada a 3°C con el propósito de bajar su temperatura. Tome el calor específico promedio del cuerpo humano como 3.6 kJ/(kg · °C), determine la disminución en la temperatura corporal promedio de esta persona bajo la influencia del agua fría.

3-161 Un vaso con 0.2 L de agua se va a enfriar con hielo a 5°C. Determine cuánto hielo necesita agregarse al agua, en gramos, si el hielo está a: *a*) 0°C y *b*) −8 °C. También determine qué cantidad de agua sería necesaria si el enfriamiento se realiza con agua fría a 0°C. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a presión atmosférica son 0°C y 333.7 kJ/kg, respectivamente, y la densidad del agua es 1 kg/L.

3-162 Con el fin de enfriar 1 ton (1 000 kg) de agua a 20°C en un tanque aislado, un persona vierte 80 kg de hielo a –5°C en el agua. Determine la temperatura de equilibrio final en el tanque. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a presión atmosférica son 0°C y 333.7 kJ/kg, respectivamente. *Respuesta:* 12.4°C

3-163 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 0.01 m^3 de mezcla saturada de líquido-vapor con una calidad de 0.2 a 100°C. Después se añade un poco de hielo a 0°C dentro del cilindro. Si éste contiene líquido saturado a 100°C cuando se establece el equilibrio térmico, encuentre la cantidad de hielo añadido. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a presión atmosférica son 0°C y 333.7 kJ/kg, respectivamente.

3-164 Una de las primeras máquinas de vapor se accionaba mediante la presión atmosférica que actuaba sobre el émbolo ajustado dentro de un cilindro lleno de vapor saturado. Se creaba un vacío en el cilindro enfriándolo externamente con agua fría, y condensando de ese modo el vapor.

Considere un dispositivo de cilindro-émbolo con un área de la superficie del émbolo de 0.1 m^2 lleno, inicialmente, con 0.05 m^3 de vapor de agua saturado a la presión atmosférica de 100 kPa. Después se vierte agua fría en el exterior del cilindro, y el vapor interior empieza a condensarse como consecuencia de la transferencia de calor hacia el agua fría exterior. Si el émbolo se fija en su posición inicial, determine la fuerza de fricción que actúa sobre él y la cantidad de transferencia de calor cuando la temperatura interior en el cilindro desciende a 30°C.

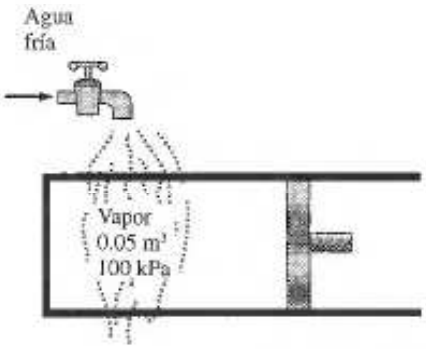


FIGURA P3-164

Problemas de computadora, diseño y ensayo

3-165 Escriba un programa de computadora interactivo para efectuar interpolación lineal. Si usted tiene una calculadora programable, almacene en ella el programa para que lo use cada vez que necesite determinar propiedades por interpolación.

3-166 Escriba un programa de computadora para expresar la variación del calor específico $\bar{C}_p$ del aire con la temperatura como un polinomio de tercer grado, emplee los datos de la tabla A-2*b*. Compare su resultado con el que se brinda en la tabla A-2*c*.

3-167 Escriba un programa de computadora para determinar numéricamente el trabajo de la frontera, utilice la regla trapezoidal cuando se dan n valores medidos de P a los n igualmente espaciados valores de V.

3-168 Escriba un programa de computadora para determinar numéricamente el trabajo de la frontera. Utilice la regla de Simpson cuando se da una relación analítica en la forma $P = P(V)$.

3-169 Elabore un análisis nutricional de todo lo que usted ha comido y bebido durante las últimas 24 h. Determine su ingestión de calorías total y compárela con sus necesidades de calorías para ese día. Determine también el porcentaje de calorías que provienen de grasas. ¿Considera usted saludable su dieta durante las últimas 24 h? ¿Qué cambios la harían una dieta saludable?

3-170 Prepare un menú para usted mismo, que sea sabroso, saludable y económico para una semana completa con un análisis nutricional.

3-171 Encuentre cómo los calores específicos de gases, líquidos y sólidos se determinan en los laboratorios. Describa los aparatos y procedimientos experimentales utilizados.

3-172 Utilice la información de los recibos de consumo eléctrico para el mes más frío del último año, estime la tasa promedio de pérdida de calor de su casa correspondiente a dicho mes. En su análisis considere la contribución de las fuentes de calor internas como la gente, las luces y los aparatos. Identifique las fuentes principales de pérdidas de calor de su casa y proponga maneras de mejorar la eficiencia energética de la misma.

3-173 Diseñe un experimento completo con instrumentación para determinar los calores específicos de un gas, utilice un calefactor de resistencia. Analice cómo se conducirá el experimento, qué mediciones necesitan tomarse y cómo se determinarán los calores específicos. ¿Cuáles son las fuentes de error en su sistema? ¿Cómo puede usted minimizar el error experimental?

3-174 Diseñe un experimento completo con instrumentación para determinar los calores específicos de un líquido. Utilice un calefactor de resistencia. Analice cómo se conducirá el experimento, qué mediciones necesitan tomarse y cómo se determinarán los calores específicos. ¿Cuáles son las fuentes de error en su sistema? ¿Cómo puede minimizar el error experimental? ¿Cómo modificaría este sistema para determinar el calor específico de un sólido?

3-175 Recopile información y escriba un ensayo sobre las formas no mecánicas del trabajo mencionadas en este capítulo. Describa cada forma en detalle, explique cómo se determina cada trabajo y proporcione un ejemplo numérico para cada modo.

3-176 Diseñe un compresor reciprocante capaz de suministrar aire comprimido a 800 kPa a una tasa de 15 kg/min. Especifique también el tamaño del motor que puede accionar este compresor, el cual no operará a más de 2 000 rpm (revoluciones por minuto).

3-177 Escriba un ensayo acerca del funcionamiento de los hornos de microondas y explique por qué cocinan mucho más rápido que los hornos convencionales. Discuta si los hornos eléctrico convencional o de microondas consumen más electricidad para la misma tarea.

La primera ley de la termodinámica: volúmenes de control

CAPÍTULO 4

El capítulo 3 estudia las interacciones de energía entre un sistema y sus alrededores y el principio de la conservación de la energía para sistemas cerrados (sin flujo). En este capítulo el análisis se extiende a sistemas que incluyen flujo de masa a través de sus fronteras, es decir, *volúmenes de control*. La ecuación de la conservación de la energía para un volumen de control general es bastante complicada y, por tanto, amedrentadora. Por esta razón, el análisis de energía de los volúmenes de control se hará en dos etapas. Primero, el *proceso de flujo permanente* que es el proceso modelo para muchos dispositivos de ingeniería como las turbinas, los compresores y los intercambiadores de calor. Segundo, los procesos generales de flujo no permanente, en particular el *proceso de flujo uniforme*, el cual es el modelo para los procesos de carga y descarga comúnmente encontrados.



FIGURA 4-1
La masa puede fluir hacia dentro y hacia fuera de un volumen de control

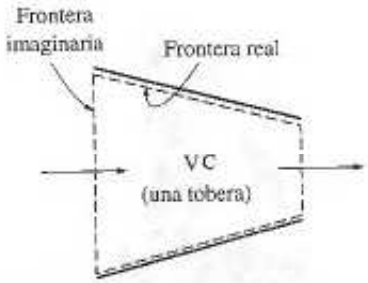


FIGURA 4-2
Fronteras real e imaginaria de un volumen de control

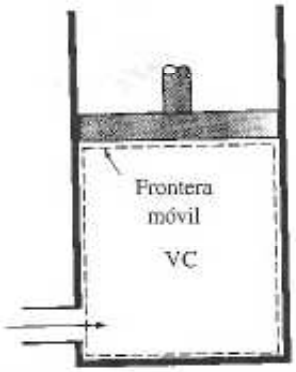


FIGURA 4-3
Algunos volúmenes de control incluyen fronteras móviles

4-1 ■ ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE VOLÚMENES DE CONTROL

Un gran número de problemas de ingeniería implica flujo de masa hacia y de un sistema y, en consecuencia, se modelan como *volúmenes de control* (figura 4-1). Un calentador de agua, el radiador de un automóvil, una turbina y un compresor requieren flujo de masa y deben ser analizados como volúmenes de control (sistemas abiertos) y no como masas de control (sistemas cerrados). En general, *cualquier región arbitraria en el espacio* puede elegirse como un volumen de control. No hay reglas concretas para la selección de volúmenes de control, aunque la elección apropiada sin duda hace mucho más sencillo el análisis. Si fuera necesario analizar el flujo de aire a través de una tobera, por ejemplo, una buena elección para el volumen de control sería la región interna de la tobera.

Las fronteras de un volumen de control reciben el nombre de *superficie de control* y son tanto reales como imaginarias. En el caso de una tobera, su superficie interior forma la parte real de la frontera, y las áreas de la entrada y la salida forman la parte imaginaria, puesto que ahí no hay superficies físicas (figura 4-2).

Un volumen de control tiene un tamaño y forma fijos, como en el caso de una tobera, pero también incluye una frontera móvil, como ilustra la figura 4-3. Si embargo, la mayor parte de los volúmenes de control, tienen fronteras fijas y, por ello, no implican ningún trabajo de la frontera móvil. Un volumen de control también implica interacciones de calor y de trabajo igual que en un sistema cerrado, además de la interacción de masa.

Una gran variedad de problemas termodinámicos se resuelven mediante el análisis del volumen de control. Aunque es posible derivar las ecuaciones relevantes para el caso más general y simplificarlas para los casos especiales, muchos estudiantes se asustan al principio del análisis por las complejidades implicadas y encuentran difícil asimilarlas. El método aquí utilizado es un enfoque paso a paso, el cual inicia con el caso más simple y poco a poco agrega complejidad.

Los términos *permanente* y *uniforme* se usan con amplitud en este capítulo, por lo cual es importante tener claro sus significados. El término *permanente* indica que *no hay cambio con el tiempo*. El opuesto de permanente es el *no permanente* o *transitorio*. Por otro lado, el término *uniforme*, implica que *no hay cambio con la posición* sobre una región especificada. Estos significados son consistentes con sus usos cotidianos (novia permanente, distribución uniforme, etcétera).

En seguida se explican los principios de la conservación de la masa y de la conservación de la energía para los volúmenes de control.

Principio de la conservación de la masa

Es uno de los principios que fundamentan la naturaleza. Hay mucha familiaridad con este principio y no es difícil entenderlo. Como dice el dicho, ¡no se puede oír misa y andar en la procesión! Una persona no tiene que ser ingeniero para calcular cuánta salsa de vinagre y aceite va a tener si mezcla 100 g de aceite con 25 g de vinagre. Incluso las ecuaciones químicas están balanceadas con base en el principio de conservación de la masa (figura 4-4). Cuando 16 kg de oxígeno reaccionan con 2 kg de hidrógeno, se forman 18 kg de agua. Mediante

un proceso de electrólisis el agua se separará para regresar a los 2 kg de hidrógeno y los 16 kg de oxígeno.

La masa, al igual que la energía, es una propiedad que se conserva, y no se crea ni destruye. Lo que sí es posible es hacer que la masa m y la energía E se conviertan una en la otra de acuerdo con la famosa fórmula propuesta por Einstein:

$$E = mc^2 \tag{4-1}$$

donde c es la velocidad de la luz. Esta ecuación indica que la masa de un sistema cambiará cuando cambie su energía. No obstante, en todas las interacciones de energía encontradas en la práctica, con excepción de las reacciones nucleares, el cambio en la masa es extremadamente pequeño e incluso no puede detectarse con los dispositivos más sensibles. Por ejemplo, cuando se forma 1 kg de agua a partir de oxígeno e hidrógeno, la cantidad de energía liberada es de 15.879 kJ, la cual corresponde a una masa de 1.76×10^{-10} kg. Una masa de esta magnitud rebasa la exactitud requerida por cualquier cálculo de ingeniería y por ello puede descartarse.

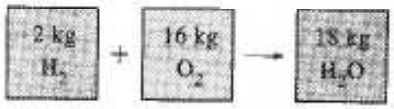


FIGURA 4-4
La masa se conserva incluso durante las reacciones químicas

En sistemas cerrados el principio de conservación de la masa se utiliza en forma implícita, ya que requiere que la masa del sistema permanezca constante durante un proceso. En el caso de volúmenes de control, sin embargo, la masa no puede cruzar las fronteras, por lo que se debe seguir con atención la cantidad de masa que entra y sale del volumen de control (figura 4-5). El **principio de conservación de la masa** para un volumen de control (VC) sometido a un proceso se expresa como

$$\begin{pmatrix}\text{Masa total}\\ \text{entrante al VC}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Masa total}\\ \text{saliente del}\\ \text{VC}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Cambio neto en la}\\ \text{masa dentro del}\\ \text{VC}\end{pmatrix}$$

$$\sum m_{en} - \sum m_{sal} = \Delta m_{VC} \tag{4-2}$$

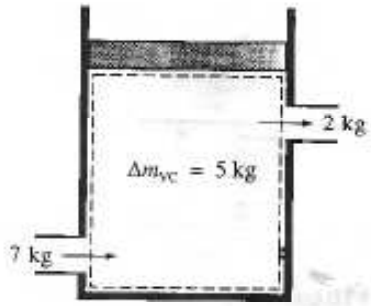


FIGURA 4-5
Principio de conservación de la masa en un volumen de control

donde los subíndices *en*, *sal* y VC representan *entrada*, *salida* y *volumen de control*, cada uno. La ecuación de la conservación de la masa también se indica en la forma de relación que expresa las cantidades por unidad de tiempo. La ecuación 4-2 es el enunciado verbal del principio de la conservación de la masa en un volumen de control general sometido a *cualquier* proceso.

Una persona que administra una chequera (control de los depósitos y los retiros, o que observa simplemente el principio de la "conservación del dinero") no debe tener dificultad en la aplicación del principio de la conservación de la masa a sistemas termodinámicos. A menudo, en mecánica de fluidos a la ecuación de la conservación de la masa se denomina *ecuación de continuidad*.

Relaciones de flujo de masa y de volumen

La cantidad de masa que fluye en una sección transversal por unidad de tiempo se denomina relación **de flujo de masa** y se denota $\dot{m}$. Como ya se anotó, el punto sobre el símbolo se emplea para indicar una cantidad por unidad de tiempo.

Un líquido o un gas fluye hacia o fuera de un volumen de control a través de tuberías o ductos. La relación de flujo de masa de un fluido que circula en una

tubería o ducto es proporcional al área de la sección transversal A de la tubería o ducto, a la densidad ρ y a la velocidad V del fluido. La relación de flujo de masa a través de un área diferencial dA puede expresarse como

$$d\dot{m} = \rho \mathbf{V}_n \, dA \tag{4-3}$$

donde $\mathbf{V}_n$ es la componente de velocidad normal a dA. La relación de flujo de masa por toda el área de la sección transversal de la tubería o ducto se obtiene mediante integración:

$$\dot{m} = \int_A \rho \mathbf{V}_n \, dA \qquad \text{(kg/s)} \tag{4-4}$$

En la mayor parte de las aplicaciones prácticas, la circulación de un fluido por una tubería o ducto puede obtenerse como un **flujo unidimensional**. Es decir, se asume que las propiedades variarán sólo en *una* dirección (la dirección del flujo). Por tanto, como un resultado posible, todas las propiedades son *uniformes* en toda sección transversal normal a la dirección de flujo, y se supone que las propiedades tienen *valores promedio en masa* en la sección transversal. No obstante, los valores de las propiedades en una sección transversal *pueden* cambiar con el tiempo.

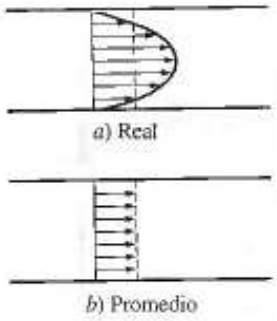


FIGURA 4-6
Perfiles de velocidad real y promedio para flujo en una tubería (la relación de flujo de masa es la misma en ambos casos).

La aproximación de flujo unidimensional tiene un efecto menor en la mayor parte de las propiedades en un fluido que circula en una tubería o ducto, como temperatura, presión y densidad, ya que estas propiedades suelen permanecer constantes en la sección transversal. Pero éste no es el caso para la *velocidad*, cuyo valor varía de cero en la pared a un máximo en el centro debido a los efectos viscosos (la fricción entre las capas del fluido). Bajo la suposición de flujo unidimensional, se asume que la velocidad será constante en toda la sección transversal e igual a algún valor promedio equivalente (figura 4-6). En ese caso, es posible efectuar la integración con la ecuación 4-4 para un flujo unidimensional y obtener

$$\dot{m} = \rho \mathbf{V}_{prom} A \qquad \text{(kg/s)} \tag{4-5}$$

donde ρ = densidad, kg/m^3 (= $1/v$)
$\mathbf{V}_{prom}$ = velocidad promedio del fluido normal a A, m/s
A = área de la sección transversal normal a la dirección de flujo, m^2

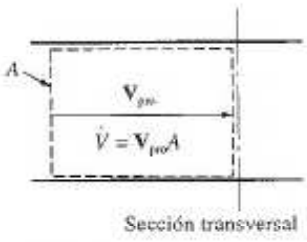


FIGURA 4-7
La relación de flujo de volumen es el volumen de fluido que fluye a través de una sección transversal por unidad de tiempo.

El volumen del fluido que circula a través de una sección transversal por unidad de tiempo se llama **relación de flujo de volumen** $\dot{V}$ (figura 4-7) y está dada por

$$\dot{V} = \int_A \mathbf{V}_n dA = \mathbf{V}_{prom} A \qquad \text{(m}^3\text{/s)} \tag{4-6}$$

Las relaciones de flujo de masa y de volumen se relacionan por

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \frac{\dot{V}}{v} \tag{4-7}$$

Esta relación es análoga a $m = V/v$, la cual es la relación entre la masa y el volumen de un fluido.

Parar simplificar, se elimina el subíndice en la velocidad promedio. A menos que se establezca de otro modo, V indica la velocidad promedio en la direc-

ción del flujo. Además, A denota el área de la sección transversal normal a la dirección del flujo.

Principio de la conservación de la energía

Ya se explicó el principio de la conservación de la energía, o la primera ley de la termodinámica, en relación con un sistema cerrado. Como señala el capítulo 3, la energía de un sistema cerrado puede cambiar sólo mediante interacciones de calor o de trabajo, y el cambio en la energía de un sistema cerrado durante un proceso es igual a la transferencia neta de calor y trabajo a través de la frontera del sistema. Esto se expresó como

$$Q - W = \Delta E$$

Sin embargo en volúmenes de control, un mecanismo adicional puede cambiar la energía de un sistema: *el flujo de masa entrante y saliente del volumen de control* (figura 4-8). Cuando entra masa a un volumen de control, la energía de éste aumenta porque la masa entrante transporta cierta energía. De la misma manera, cuando algo de masa sale del volumen de control, la energía contenida dentro del mismo disminuye debido a que la masa saliente lleva *afuera* cierta energía. Por ejemplo, si de un calentador de agua se saca un poco de líquido caliente y se sustituye por la misma cantidad de agua fría, entonces el contenido de energía del tanque de agua caliente (el volumen de control) disminuye como resultado de esta interacción de masa.

Por tanto, la ecuación de la conservación de la energía para un volumen de control sujeto a un proceso puede expresarse como

$$\begin{pmatrix}\text{Energía total}\\ \text{que cruza la frontera}\\ \text{como calor y trabajo}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}\text{Energía total}\\ \text{de la masa que}\\ \text{entra al VC}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Energía total}\\ \text{de la masa que sale}\\ \text{del VC}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Cambio neto}\\ \text{en la energía}\\ \text{del VC}\end{pmatrix}$$

o

$$Q - W + \sum E_{en} - \sum E_{sal} = \Delta E_{VC} \qquad (4\text{-}8)$$

Es claro que si no hay masa que entre o salga del volumen de control, el segundo y el tercer términos se anulan y la ecuación se reduce para un sistema cerrado. A pesar de su apariencia sencilla, la ecuación 4-8 se aplica a *cualquier* volumen de control sujeto a *cualquier* proceso. Esta ecuación también se expresa en la forma de relación para las cantidades anteriores por unidad de tiempo.

La transferencia de calor hacia o de un volumen de control no debe confundirse con la energía transportada con la masa hacia adentro o hacia afuera del

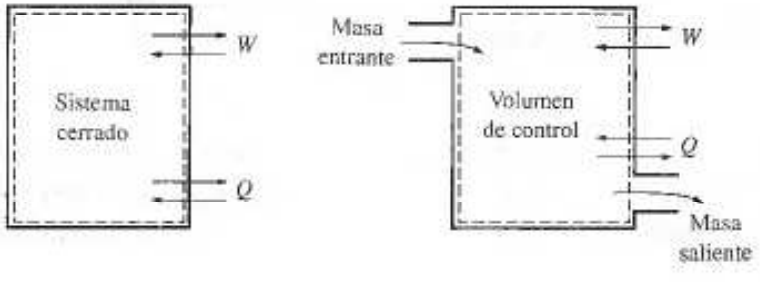


FIGURA 4-8
El contenido de energía de un volumen de control puede cambiar por medio del flujo de masa, así como por interacciones de calor y de trabajo.

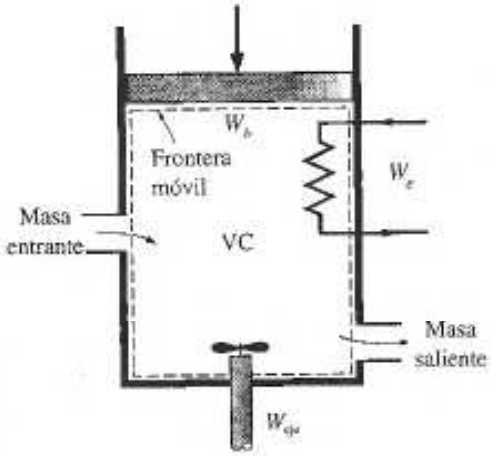


FIGURA 4-9
Un volumen de control puede incluir trabajo de la frontera además del trabajo eléctrico y del eje.

volumen de control. Recuerde que el calor es la manifestación de la tranferencia de energía que resulta de una diferencia de temperatura entre el volumen de control y los alrededores.

Un volumen de control, al igual que un sistema cerrado, incluye una o más formas de trabajo al mismo tiempo (figura 4-9). Si la frontera del volumen de control es estacionaria, como ocurre a menudo, el trabajo de la frontera móvil es cero. Entonces el término de trabajo incluirá, cuanto mucho, el trabajo del eje y el trabajo eléctrico en sistemas compresibles simples. Cuando el volumen de control está aislado, el término de la transferencia de calor se hace cero.

La energía necesaria para hacerpasar al fluido dentro o fuera de un volumen de control recibe el nombre de *trabajo de flujo*, o *energía de flujo*; se considera como parte de la energía transportada con el fluido y se analiza a continuación.

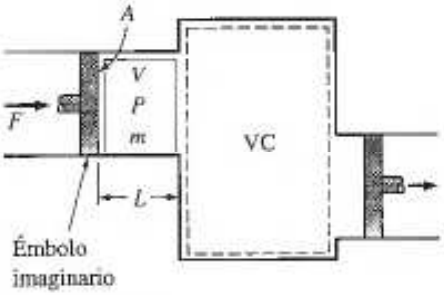


FIGURA 4-10
Dibujo para el trabajo de flujo.

Trabajo de flujo

A diferencia de los sistemas cerrados, los volúmenes de control incluyen flujo de masa a través de sus fronteras, por lo que se necesita cierto trabajo para empujar la masa dentro o fuera del volumen de control. Este trabajo se conoce como **trabajo de flujo** o **energía de flujo**, y es necesario para mantener un flujo continuo a través de un volumen de control.

Con el propósito de obtener una relación para el trabajo de flujo considere un elemento del fluido de volumen V como muestra la figura 4-10. El fluido, inmediatamente aguas arriba, forzará este elemento del fluido para que entre al volumen de control; es por ello que se considera como un émbolo imaginario. El elemento del fluido puede elegirse para que sea lo suficientemente pequeño de manera que tenga propiedades uniformes en todos sus puntos.

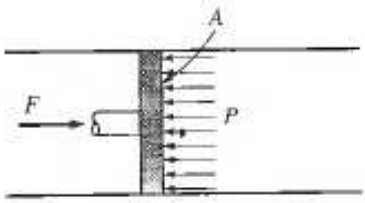


FIGURA 4-11
En ausencia de aceleración la fuerza aplicada sobre un fluido por un émbolo es igual a la fuerza aplicada sobre el émbolo por el fluido.

Si la presión del fluido es P y el área de la sección transversal del elemento del fluido es A (figura 4-11), la fuerza aplicada sobre el elemento del fluido por el émbolo imaginario es

$$F = PA \tag{4-9}$$

Para empujar todo el elemento del fluido dentro del volumen de control, esta fuerza debe actuar a lo largo de una distancia L. De este modo, el trabajo hecho al empujar el elemento del fluido a través de la frontera (esto es, el trabajo de flujo) es

$$W_{flujo} = FL = PAL = PV \qquad \text{(kJ)} \qquad (4\text{-}10)$$

El trabajo de flujo por unidad de masa se obtiene al dividir ambos lados de la ecuación entre la masa del elemento del fluido:

$$W_{flujo} = Pv \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (4\text{-}11)$$

La relación del trabajo de flujo es la misma sin importar que el fluido se empuje hacia dentro o hacia fuera del volumen de control (figura 4-12).

Resulta interesante que a diferencia de otras cantidades de trabajo, el correspondiente al flujo se exprese en términos de las propiedades. De hecho, es el producto de dos propiedades del fluido. Por esa razón algunas personas lo consideran una *combinación de propiedades* (como la entalpía) y se refieren a él como la *energía de flujo*, la *energía convectiva* o la *energía de transporte*, en lugar de trabajo de flujo. Otros, sin embargo, argumentan con razón que el producto Pv representa sólo la energía de los fluidos que fluyen y no cualquier otra forma de energía correspondiente a sistemas sin flujo (cerrados). Por tanto, debe tratarse como trabajo. Es probable que esta controversia nunca termine, aunque conforta saber que ambos argumentos producen el mismo resultado para la ecuación de energía. En la exposición que sigue, el flujo de la energía es considerado como parte de la energía de un fluido que fluye, ya que simplifica de modo considerable la derivación de las ecuaciones de la energía para volúmenes de control.

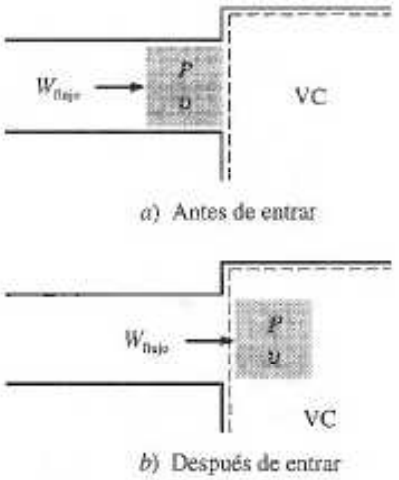


FIGURA 4-12
El trabajo de flujo es la energía necesaria para empujar un fluido hacia dentro o hacia fuera de un volumen de control, y es igual a Pv.

Energía total de un fluido que fluye

Como se expone en el capítulo 1, la energía total de un sistema compresible simple está formada por tres partes: interna, cinética y potencial (figura 4-13). Con base en una masa unitaria, se expresa como

$$e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + \frac{\mathbf{V}^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (4\text{-}12)$$

donde $\mathbf{V}$ es la velocidad y z es la elevación del sistema relativa a algún punto de referencia externo.

El fluido que entra o sale de un volumen de control posee una forma de energía adicional: —la *energía de flujo* Pv, como se indicó antes. Así, la energía total de un **fluido que fluye** con base en una masa unitaria (denotada θ) se convierte en

$$\theta = Pv + e = Pv + (u + \text{ec} + \text{ep})$$

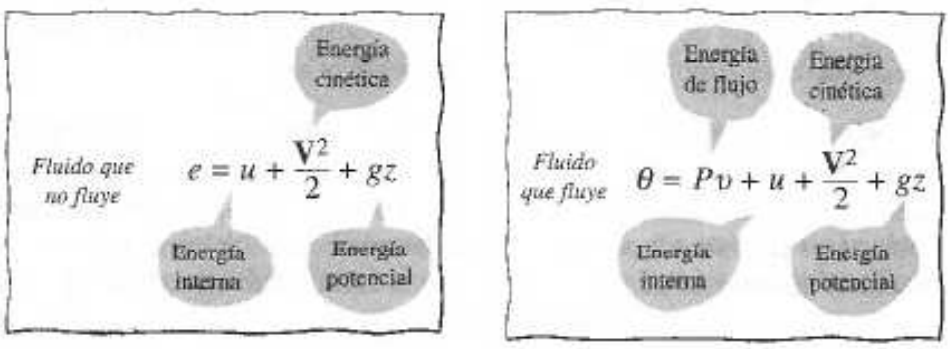


FIGURA 4-13
La energía total en un fluido que no fluye se compone de tres partes, y en cuatro partes en un fluido que sí lo hace.

Pero la combinación $Pv + u$ se había definido como la entalpía h. De modo que la relación anterior se reduce a

$$\theta = h + \text{ec} + \text{ep} = h + \frac{\mathbf{V}^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (4\text{-}13)$$

El profesor J. Kestin propuso en 1966 que el término θ se llamara **metalpía** (de *metaentalpía*, que significa *más allá de la entalpía*).

Al utilizar la entalpía en lugar de la energía interna para representar la energía de un fluido que fluye, no es necesario atender al trabajo de flujo. La energía requerida para empujar el fluido hacia adentro y hacia afuera del volumen de control es considerada de manera automática, por la entalpía. De hecho, es la razón principal por la que se define. De ahora en adelante, la energía de una corriente de fluido que circula hacia adentro o hacia afuera de un volumen de control se representa mediante la ecuación 4-13, y no se hará referencia al trabajo de flujo o a la energía de flujo. Así el término para el trabajo, W, en las ecuaciones de energía del volumen de control representará todas las formas de trabajo (de la frontera, del eje, eléctrico, etcétera) excepto el trabajo de flujo.

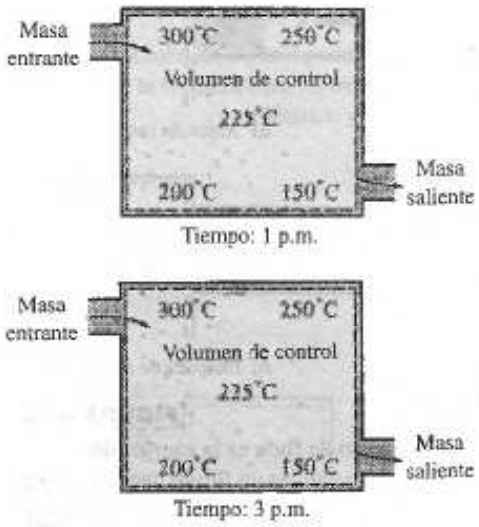


FIGURA 4-14
Durante un proceso de flujo permanente, las propiedades del fluido dentro del volumen de control pueden cambiar con la posición pero no con el tiempo.

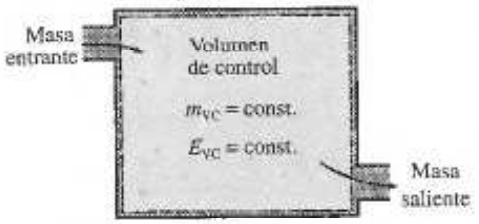


FIGURA 4-15
En condiciones de flujo permanente los contenidos de masa y de energía de un volumen de control permanecen constantes.

4-2 ■ EL PROCESO DE FLUJO PERMANENTE

Un gran número de dispositivos de ingeniería como turbinas, compresores y toberas operan durante largos periodos bajo las mismas condiciones y se clasifican como *dispositivos de flujo permanente*.

Los procesos que implican dispositivos de flujo permanente son representados por medio de un proceso un poco idealizado, denominado el **proceso de flujo permanente**. Un proceso de este tipo es definido como un *proceso durante el cual un fluido fluye permanentemente por un volumen de control* (figura 4-14). Es decir, las propiedades del fluido cambian de un punto a otro dentro del volumen de control, pero en cualquier punto fijo permanecerán iguales durante todo el proceso. (Recuerde, *permanente* significa *sin cambio en el tiempo*.) Un proceso de flujo permanente se caracteriza por lo siguiente:

1 Ninguna propiedad (intensiva o extensiva) *dentro del volumen de control* cambia con el tiempo. De modo que el volumen V, la masa m y el contenido de energía total E del volumen de control permanecen constantes durante un proceso de flujo permanente (figura 4-15). Como resultado, el trabajo de la frontera es cero en sistemas de flujo permanente (puesto que V_{VC} = constante) y la masa total o energía que entra al volumen de control debe ser igual a la masa total o energía que sale de él (puesto que m_{VC} = constante y E_{VC} = constante). Estas observaciones simplifican considerablemente el análisis.

2 Ninguna propiedad cambia en las *fronteras* del volumen de control con el tiempo. Así, las propiedades del fluido en una entrada y en una salida permanecerán iguales durante todo el proceso. No obstante, las propiedades pueden ser diferentes en distintas aberturas (entradas y salidas). Incluso varían por toda la sección transversal de una entrada y una salida. Pero todas las propiedades, incluso la velocidad y la elevación, deben permanecer constantes con el tiempo



FIGURA 4-16
En condiciones de flujo permanente, las propiedades del fluido en una entrada o en una salida permanecen constantes (no cambian con el tiempo).

en una posición fija. La conclusión es que la relación de flujo de masa del fluido en una abertura permanece constante durante un proceso de flujo permanente (figura 4-16). Como una simplificación adicional: las propiedades del fluido en una abertura suelen considerarse uniformes (en algún valor promedio) por toda la sección transversal. Así, las propiedades del fluido en una entrada o salida pueden especificarse mediante los valores individuales promedio.

3 Las interacciones de *calor* y de *trabajo* entre un sistema de flujo permanente y sus alrededores no cambian con el tiempo. De modo que la potencia liberada por un sistema y la relación de transferencia de calor hacia o de un sistema permanecen constantes durante un proceso de flujo permanente.

Algunos dispositivos cíclicos, como las máquinas reciprocantes o los compresores, no satisfacen todas las condiciones establecidas, ya que el flujo en las entradas y en las salidas será pulsante y no permanente. Sin embargo, como las propiedades del fluido varían con el tiempo de manera periódica, es posible analizar el flujo a través de estos dispositivos como un proceso de flujo permanente mediante valores promediados en el tiempo para las propiedades y las relaciones de flujo de calor a través de las fronteras.

Es factible aproximarse con mucha precisión a las condiciones de flujo permanente, mediante dispositivos destinados a operación continua como turbinas, bombas, calderas, condensadores e intercambiadores de calor de centrales termoeléctricas. Las ecuaciones que se desarrollan más adelante en esta sección son aplicables para éstos y para dispositivos similares una vez que el periodo transitorio de arranque se termina y se establece la operación permanente.

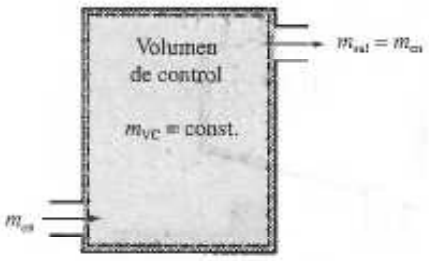


FIGURA 4-17
Durante un proceso de flujo permanente, la cantidad de masa que entra al volumen de control es igual a la cantidad de masa que sale.

Conservación de la masa

Durante un proceso de flujo permanente, la cantidad total de masa contenida dentro de un volumen de control no cambia con el tiempo (m_{VC} = constante). El principio de la conservación de la masa indica que la cantidad total de masa que entra a un volumen de control es igual a la cantidad total de masa que sale de él (figura 4-17). Por ejemplo, en una boquilla de manguera de jardín la cantidad de agua que entra a la boquilla es igual a la cantidad de agua que sale bajo operación permanente.

Cuando se trabaja con procesos de flujo permanente, no interesa la cantidad de masa que fluye hacia adentro o hacia afuera del dispositivo a lo largo del tiempo; lo que sí importa es la cantidad de masa que fluye por unidad de tiempo, es decir, *la relación de flujo de masa* $\dot{m}$. El **principio de conservación de la masa** en un sistema de flujo permanente con entradas y salidas múltiples (figura 4-18) se expresa en la forma de relación como

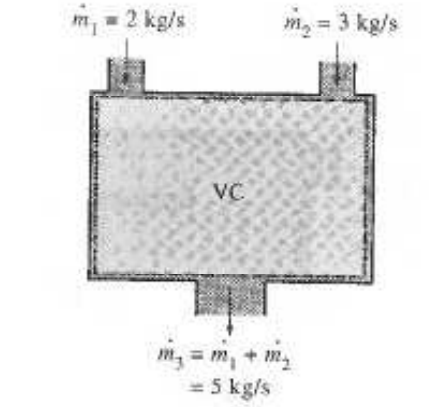


FIGURA 4-18
Principio de conservación de la masa para un sistema de flujo permanente de dos entradas y una salida.

$$\left(\begin{array}{c}\text{Masa total}\\ \text{que entra al VC}\\ \text{por unidad de tiempo}\end{array}\right) = \left(\begin{array}{c}\text{Masa total}\\ \text{que sale del VC}\\ \text{por unidad de tiempo}\end{array}\right)$$

o

$$\sum \dot{m}_{en} - \sum \dot{m}_{sal} \quad \text{(kg/s)} \tag{4-14}$$

donde el subíndice *en* representa *entrada* y *sal* representa *salida*. La mayor parte de los dispositivos de ingeniería, como toberas, difusores, turbinas, compresores y bombas, son de una sola corriente (únicamente una entrada y una salida). Para estos casos, el subíndice 1 denota el estado de la entrada y el subíndice 2 el estado de la salida. Además, se eliminan los signos de las sumatorias. En consecuencia, la ecuación 4-14 se reduce, en sistemas de flujo permanente de una sola corriente, a

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \text{(kg/s)} \tag{4-15}$$

o

$$\rho_1 \mathbf{V}_1 A_1 = \rho_2 \mathbf{V}_2 A_2 \tag{4-16}$$

o

$$\frac{1}{v_1}\mathbf{V}_1 A_1 = \frac{1}{v_2}\mathbf{V}_2 A_2 \tag{4-17}$$

donde ρ = densidad, kg/m^3
v = volumen específico, m^3/kg(= $1/\rho$)
$\mathbf{V}$ = velocidad de flujo promedio en la dirección del flujo, m/s
A = área de la sección transversal normal a la dirección de flujo, m^2

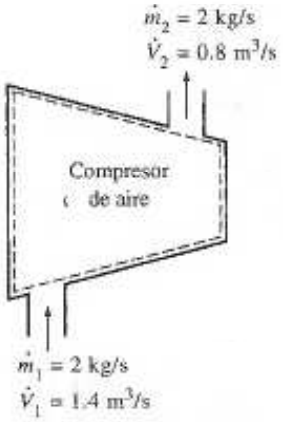


FIGURA 4-19
Durante un proceso de flujo permanente, las relaciones de flujo de volumen no necesariamente se conservan.

Es necesario recordarle al lector que no hay cosas como un principio de "conservación del volumen". Por tanto, las relaciones de flujo del volumen ($\dot{V} = \mathbf{V}A$, m^3/s) hacia dentro y hacia fuera de un dispositivo de flujo permanente pueden ser diferentes. La relación de flujo de volumen a la salida de un compresor de aire será mucho menor que a la entrada, aunque la relación de flujo de masa del aire a través del compresor sea constante (figura 4-19), debido a la más alta densidad del aire en la salida del compresor. Sin embargo, en el flujo líquido las relaciones de flujo de volumen, así como las relaciones de flujo de masa, permanecen constantes puesto que los líquidos son, en esencial, sustancias incompresibles (densidad constante). El flujo de agua a través de la boquilla de una manguera de jardín es un buen ejemplo del último caso.

Conservación de la energía

Antes se señaló que durante un proceso de flujo permanente el contenido total de energía de un volumen de control permanece constante (E_{VC} = constante). El cambio en la energía total del volumen de control durante un proceso de tales características es cero ($\Delta E_{VC} = 0$). Entonces la cantidad de energía que entra a un volumen de control en todas las formas (calor, trabajo, transferencia de masa) debe ser igual a la cantidad de energía que sale de él en un proceso de flujo permanente.

Por ejemplo, considere un calentador ordinario eléctrico de agua en operación permanente, como muestra la figura 4-20. Observe que una corriente de agua fría con una relación de flujo de masa $\dot{m}$ fluye de forma continua hacia el calentador de agua, y una corriente de agua caliente con la misma relación de flujo de masa fluye continuamente fuera de él. El calentador de agua (el volumen de control) libera calor al aire de los alrededores a una relación de $\dot{Q}$, y el

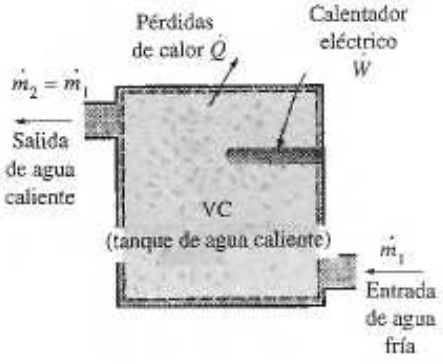


FIGURA 4-20
Un calentador de agua bajo operación permanente.

elemento calentador eléctrico realiza trabajo eléctrico (calentamiento) en el agua a una relación de $\dot{W}$. Con base en el principio de la conservación de la energía, es factible afirmar que *la corriente de agua experimentará un incremento en su energía total cuando fluye a través del calentador de agua, que es igual a la energía eléctrica suministrada al agua menos las pérdidas de calor.*

Al seguir esta línea del razonamiento, la primera ley de la termodinámica o el **principio de conservación de la energía** para un sistema de flujo permanente general con entradas y salidas múltiples puede expresarse verbalmente como

$$\left(\begin{array}{c}\text{Energía total}\\ \text{que cruza la frontera}\\ \text{como calor y trabajo}\\ \text{por unidad de tiempo}\end{array}\right) = \left(\begin{array}{c}\text{Energía total}\\ \text{transportada fuera}\\ \text{del VC con la masa}\\ \text{por unidad de tiempo}\end{array}\right) - \left(\begin{array}{c}\text{Energía total}\\ \text{transportada hacia dentro}\\ \text{del VC con la masa}\\ \text{por unidad de tiempo}\end{array}\right)$$

o

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{sal}\theta_{sal} - \sum \dot{m}_{en}\theta_{en} \qquad (4\text{-}18)$$

donde θ es la energía total del fluido que circula, incluido el trabajo de flujo, por unidad de masa (figura 4-21). También puede expresarse como

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \underbrace{\dot{m}_{sal}\left(h_{sal} + \frac{V_{sal}^2}{2} + gz_{sal}\right)}_{\text{en cada salida}} - \sum \underbrace{\dot{m}_{en}\left(h_{en} + \frac{V_{en}^2}{2} + gz_{en}\right)}_{\text{en cada entrada}} \quad \text{(kW)} \qquad (4\text{-}19)$$

puesto que $\theta = h + ec + ep$ (ecuación 4-13). La ecuación 4-19 es la forma general de la primera ley en relación con procesos de flujo permanente. La primera ley para sistemas de flujo permanente apareció en 1859 en un libro alemán de termodinámica escrito por Gustav Zeuner.

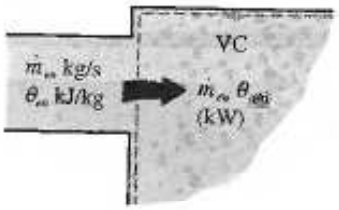


FIGURA 4-21
El producto $\dot{m}_{en}\,\theta_{en}$ es la energía transportada hacia el interior del volumen de control por masa por unidad de tiempo.

En sistemas de una sola corriente (una entrada, una salida) se eliminan las sumatorias sobre las entradas y las salidas y los estados de entrada y salida, por simplicidad, se denotan por medio de los subíndices 1 y 2, respectivamente. La relación de flujo de masa por todo el volumen de control permanece constante ($\dot{m}_1 = \dot{m}_2$) y se denota $\dot{m}$. La ecuación de la conservación de la energía para *sistemas de flujo permanente de una sola corriente* se convierte en

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right] \quad \text{(kW)} \quad (4\text{-}20)$$

o

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \Delta ec + \Delta ep) \quad \text{(kW)} \quad (4\text{-}21)$$

Si divide estas ecuaciones entre $\dot{m}$, obtiene la relación de la primera ley en una base de masa unitaria como

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad \text{(kJ/kg)} \quad (4\text{-}22)$$

o

$$q - w = \Delta h + \Delta ec + \Delta ep \quad \text{(kJ/kg)} \quad (4\text{-}23)$$

donde

$$q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \quad \text{(transferencia de calor por unidad de masa, kJ/kg)} \quad (4\text{-}24)$$

y

$$w = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} \quad \text{(trabajo efectuado por unidad de masa, kJ/kg)} \quad (4\text{-}25)$$

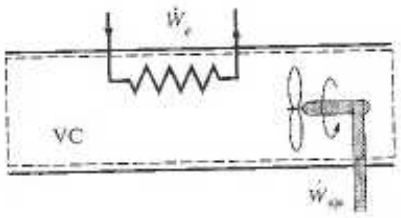


FIGURA 4-22
En operación permanente, el trabajo del eje y el trabajo eléctrico son las únicas formas de trabajo que un sistema compresible simple puede incluir.

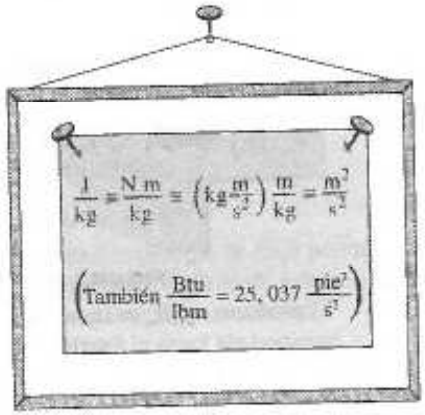


FIGURA 4-23
Las unidades m^2/s^2 y J/kg son equivalentes.

V_1 m/s	V_2 m/s	Δec kJ/kg
0	40	1
50	67	1
100	110	1
200	205	1
500	502	1

FIGURA 4-24
A velocidades sumamente altas, incluso los cambios pequeños en las velocidades pueden provocar variaciones significativas en la energía cinética del fluido.

Si el fluido experimenta un cambio despreciable en sus energías cinética y potencial cuando fluye a través del volumen de control (esto es, $\Delta ec \equiv 0$, $\Delta ep \equiv 0$), entonces la ecuación se reduce aun más a

$$q - w = \Delta h \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4-26}$$

Esta es la forma más simple de la aplicación de la primera ley para volúmenes de control. Su forma es similar a la relación entre primera ley y sistemas cerrados excepto en que Δu se sustituye por Δh en este caso.

Los diversos términos que aparecen en las ecuaciones anteriores denotan:

$\dot{Q}$ = relación de transferencia de calor entre el volumen de control y sus alrededores. Cuando el volumen de control pierde calor (como en el caso del calentador de agua), $\dot{Q}$ es negativa. Si el volumen de control está bien aislado (es decir, es adiabático), entonces $\dot{Q} = 0$.

$\dot{W}$ = potencia. En dispositivos de flujo permanente, el volumen del volumen de control es constante, por lo que no hay trabajo de la frontera implicado. El trabajo requerido para empujar masa adentro y afuera del volumen de control también se toma en cuenta mediante el uso de las entalpías para la energía de corrientes de fluido, en vez de energías internas. Entonces $\dot{W}$ representa las formas restantes de trabajo realizado por unidad de tiempo (figura 4-22). Muchos dispositivos de flujo permanente —turbinas, los compresores y bombas, transmiten potencia por medio de un eje y $\dot{W}$ se vuelve simplemente la potencia del eje en esos dispositivos. Si la superficie de control es cruzada por alambres eléctricos (como en el caso de un calentador eléctrico de agua), $\dot{W}$ representará el trabajo eléctrico efectuado por unidad de tiempo. Si no es el caso, entonces $\dot{W} = 0$.

$\Delta h = h_{sal} - h_{en}$. El cambio en la entalpía de un fluido se determina con facilidad al leer en tablas los valores de la entalpía en los estados de salida y entrada. Para gases ideales, puede aproximarse por medio de $\Delta h = C_{p,prom}(T_2 - T_1)$. Advierta que (kg/s)(kJ/kg) ≡ kW.

$\Delta ec = (V_2^2 - V_1^2)/2$. La unidad de energía cinética es m^2/s^2, la cual es equivalente a J/kg (figura 4-23). La entalpía suele proporcionarse en kJ/kg. Para sumar estas dos cantidades, la energía cinética debe expresarse en kJ/kg, lo cual se logra al dividir entre mil.

Una velocidad de 45 m/s corresponde a una energía cinética de sólo 1 kJ/kg, valor muy pequeño comparado con los valores de entalpía encontrados en la práctica. Por ello el término de la energía cinética a bajas velocidades puede omitirse. Cuando una corriente de fluido entra y sale de un dispositivo de flujo permanente a aproximadamente la misma velocidad ($V_1 \cong V_2$) el cambio en la energía cinética es cercano a cero, con independencia de la velocidad. Sin embargo, debe tener cuidado a velocidades elevadas puesto que los pequeños cambios en las velocidades provocan cambios considerables en la energía cinética (figura 4-24).

$\Delta ep = g(z_2 - z_1)$. Un argumento similar es útil para el término de la energía potencial. Un cambio en la energía potencial de 1 kJ/kg corresponde a una diferencia de altura de 102 m. La diferencia de altura entre la entrada y la

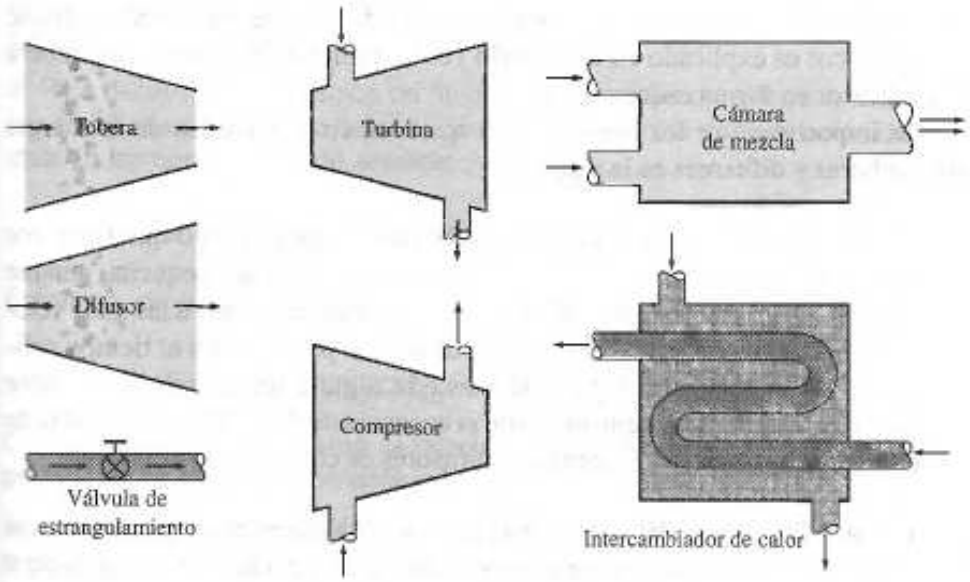


FIGURA 4-25
Los dispositivos de flujo permanente operan permanentemente durante largos periodos.

salida de la mayor parte de dispositivos industriales como las turbinas y los compresores está bastante abajo de este valor, y el término de la energía potencial siempre se omite en estos dispositivos. La única vez que el término de la energía potencial resulta importante, es cuando un proceso incluye bombear un fluido a grandes alturas. Esto es especialmente cierto para sistemas que implican una transferencia de calor despreciable.

4-3 ■ ALGUNOS DISPOSITIVOS DE INGENIERÍA DE FLUJO PERMANENTE

Muchos dispositivos de ingeniería operan bajo las mismas condiciones durante largos periodos. Por ejemplo, los componentes de una central eléctrica de vapor (turbinas, compresores, intercambiadores de calor y bombas) operan sin parar durante meses antes de que el sistema se saque de servicio para mantenimiento (figura 4-25). Por tanto, pueden analizarse como dispositivos de flujo permanente.

En esta sección, se describen algunos dipositivos comunes de flujo permanente y se analizan los aspectos termodinámicos del flujo a través de ellos. Los principios de la conservación de la masa y de la conservación de la energía para estos dispositivos son ilustrados con ejemplos.

1 Toberas y difusores

Las toberas y los difusores son utilizados comúnmente en máquinas de chorro, cohetes, naves espaciales e, incluso, mangueras de jardín. Una **tobera** es un dispositivo que *aumenta la velocidad de un fluido* a expensas de la presión. Un **difusor** es un dispositivo que *aumenta la presión de un fluido* retardándolo; las toberas y los difusores efectúan tareas opuestas. El área de la sección transversal de una tobera disminuye en la dirección del flujo en el caso de flujos subsónicos y aumenta cuando se trata de flujos supersónicos. Lo contrario es

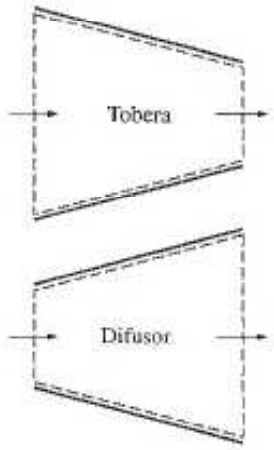


FIGURA 4-26
Dibujo de una tobera y un difusor para flujos subsónicos (velocidades menores que la velocidad del sonido).

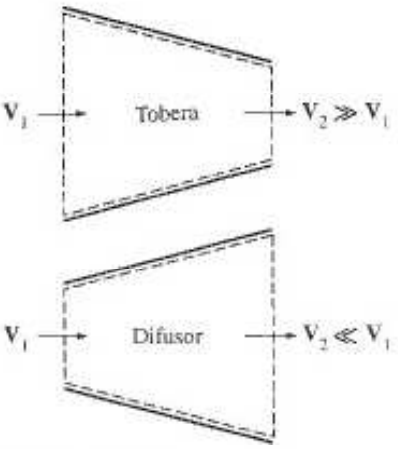


FIGURA 4-27
A las toberas y a los difusores se les da una forma que causan grandes cambios en las velocidades del fluido y, en consecuencia, de las energías cinéticas.

cierto para los difusores. El comportamiento diferente de un fluido en flujos supersónicos es explicado en el capítulo 16. La figura 4-26 muestra una tobera y un difusor en forma esquemática.

La importancia de los términos que aparecen en la ecuación de la energía para toberas y difusores es la siguiente:

$\dot{Q} \cong 0$. La relación de transferencia de calor entre el fluido que fluye por una tobera o un difusor y los alrededores suele ser muy pequeña, aunque estos dispositivos no estén aislados. Debido principalmente a las altas velocidades que tienen los fluidos y que por ello no permanecen el tiempo suficiente en el dispositivo para que suceda alguna transferencia de calor significativa. Por consiguiente, ante la ausencia de datos de transferencia de calor, el flujo a través de toberas y difusores es considerado adiabático.

$\dot{W} = 0$. El término del trabajo para toberas y difusores es cero porque estos dispositivos son básicamente ductos de forma apropiada y no incluyen eje o alambres de resistencia eléctrica.

$\Delta ec \neq 0$. Las toberas y los difusores requieren velocidades muy altas, y cuando un fluido pasa por una tobera o un difusor, experimenta grandes cambios en su velocidad (figura 4-27). En consecuencia, los cambios en la energía cinética deben ser considerados al analizar el flujo a través de estos dispositivos.

$\Delta ep \equiv 0$. A menudo el fluido experimenta poco o ningún cambio en su elevación cuando fluye por una tobera o un difusor y, por tanto, el término de energía potencial puede omitirse.

EJEMPLO 4-1

Aire a 10°C y 80 kPa entra de manera permanente en un difusor de una máquina de chorro con una velocidad de 200 m/s. El área de entrada del difusor es 0.4 m². El aire abandona el difusor con una velocidad que es muy pequeña comparada con la velocidad de entrada. Determine: *a)* la relación de flujo de masa del aire y *b)* la temperatura del aire que sale del difusor.

Solución La región dentro del difusor se elige como el sistema y sus fronteras se muestran en la figura 4-28. La masa cruza las fronteras, por lo que se trata de un *volumen de control*. Y, en vista de que no hay un cambio observable dentro del volumen de control con el tiempo, el sistema es de *flujo permanente*. En las condiciones especificadas, el aire puede tratarse como un *gas ideal* porque está a alta temperatura y baja presión respecto de sus valo-

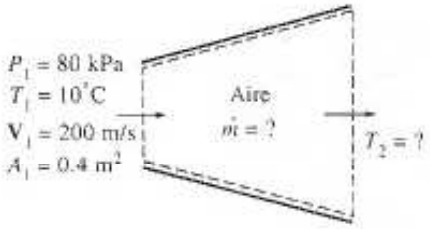


FIGURA 4-28
Dibujo para el ejemplo 4-1.

res de punto crítico ($T_{cr} = -147°C$ y $P_{cr} = 2\,290$ kPa para el nitrógeno, el principal constituyente del aire).

a) Para determinar la relación de flujo de masa primero es necesario encontrar el volumen específico del aire. El cual se determina por la relación del gas ideal en las condiciones de entrada:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{[0.287\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kg} \cdot \text{K})](283\ \text{K})}{80\ \text{kPa}} = 1.015\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Entonces, de la ecuación 4-5,

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1}\mathbf{V}_1 A_1 = \frac{1}{1.015\ \text{m}^3/\text{kg}}(200\ \text{m/s})(0.4\ \text{m}^2) = 78.8\ \text{kg/s}$$

Como el flujo es permanente, la relación de flujo de masa por todo el difusor permanecerá constante en este valor.

b) Un difusor normalmente no implica trabajo del eje o eléctrico ($w = 0$); la transferencia de calor ($q \cong 0$) es despreciable y el cambio en la elevación (si lo hay) entre la entrada y la salida es pequeño ($\Delta ep \cong 0$). En ese caso, la relación de la conservación de la energía en masa unitaria para este sistema de flujo permanente de una sola corriente (ecuación 4-23) se reduce a

$$\cancel{q}^{\,0} - \cancel{w}^{\,0} = \Delta h + \Delta ec + \cancel{\Delta ep}^{\,0}$$

$$0 = h_2 - h_1 + \frac{\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2}{2}$$

La velocidad de salida de un difusor suele ser pequeña si es comparada con la velocidad de entrada ($\mathbf{V}_2 \ll \mathbf{V}_1$); de modo que la energía cinética a la salida puede descartarse. La entalpía del aire en la entrada del difusor se determina de la tabla del aire (tabla A-17) como

$$h_1 \cong h_{@\,283\,\text{K}} = 283.14\ \text{kJ/kg}$$

al sustituir, obtiene

$$h_2 = 283.14\ \text{kJ/kg} - \frac{0 - (200\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 303.14\ \text{kJ/kg}$$

De la tabla A-17, la temperatura correspondiente a este valor de entalpía es

$$T_2 = 303.1\ \text{K}$$

la cual muestra que la temperatura del aire aumenta aproximadamente 20°C cuando se retarda en el difusor. El aumento de temperatura en el aire se debe a la conversión de energía cinética en energía interna.

EJEMPLO 4-2

Entra vapor a 250 psia y 700°F de manera permanente a una tobera cuya área de entrada es 0.2 pies^2. La relación de flujo de masa del vapor a través de la tobera es 10 lbm/s. El vapor sale de la tobera a 200 psia con una velocidad de 900 pies/s. Se estima que las pérdidas térmicas de la tobera por unidad de masa del vapor serán de 1.2 Btu/lbm. Determine *a*) la velocidad de entrada y *b*) la temperatura de salida del vapor.

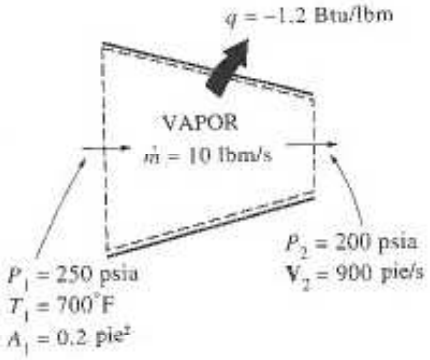


FIGURA 4-29
Dibujo para el ejemplo 4-2.

Solución Esta vez la región dentro de la tobera es el sistema con fronteras como indica la figura 4-29. La masa cruza las fronteras, y por ello es un *volumen de control*; no hay cambio observable dentro del volumen de control en el transcurso del tiempo, por lo que es un *sistema de flujo permanente*.

a) La velocidad de entrada se determina por la ecuación 4-5. Pero primero es necesario encontrar el volumen específico del vapor en la entrada de la tobera:

$$\left.\begin{matrix} P_1 = 250 \text{ psia} \\ T_1 = 700°\text{F} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} v_1 = 2.688 \text{ pies}^3/\text{lbm} \\ h_1 = 1371.1 \text{ Btu/lbm} \end{matrix} \quad \text{(Tabla A-6E)}$$

Entonces de la ecuación 4-5.

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} \mathbf{V}_1 A_1$$

$$10 \text{ lbm/s} = \frac{1}{2.688 \text{ pies}^3/\text{lbm}} (\mathbf{V}_1)(0.2 \text{ pies}^2)$$

$$\mathbf{V_1 = 134.4 \text{ pies /s}}$$

b) Por lo general una tobera no implica trabajo del eje o eléctrico ($w = 0$) pero sí incluye un pequeño cambio en la elevación (si lo hay) entre la entrada y la salida ($\Delta ep \cong 0$). Entonces la relación de la conservación de la energía (ecuación 4-23) en este sistema de flujo permanente de una corriente se reduce a

$$q - \cancel{w}^{\,0} = \Delta h + \Delta ec + \cancel{\Delta ep}^{\,0}$$

$$q = h_2 - h_1 + \frac{\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2}{2}$$

De modo que, $-1.2 \text{ Btu/lbm} = h_2 - 137.1 \text{ Btu/lbm}$

$$+ \frac{(900 \text{ pies /s})^2 - (134.4 \text{ pies/s})^2}{2} \left(\frac{1 \text{ Btu/bm}}{25\,037 \text{ pies}^2/\text{s}^2} \right)$$

lo cual produce

$$h_2 = 1354.1 \text{ Btu/lbm}$$

Entonces $\left.\begin{matrix} P_2 = 200 \text{ psia} \\ h_2 = 1354.1 \text{ Btu/lbm} \end{matrix}\right\} \quad T_1 = 661.9°\text{F}$ (Tabla A-6E

Por tanto, la temperatura del vapor descenderá 38.1°F cuando fluya por la tobera. Este descenso en la temperatura se debe principalmente a la conversión de la energía interna en energía cinética. (La pérdida de calor es demasiado pequeña para causar algún efecto significativo en este caso.)

2 Turbinas y compresores

En las centrales de potencia de vapor, gas o hidroeléctricas, el dispositivo que acciona al generador eléctrico es la turbina. Cuando el fluido pasa por la turbina, ejerce trabajo sobre los álabes que están unidos al eje. En consecuencia, el eje rota y la turbina produce trabajo. El trabajo efectuado en una turbina es positivo puesto que lo realiza el fluido.

Los compresores, así como las bombas y los ventiladores, son dispositivos útiles para aumentar la presión de un fluido. El trabajo es suministrado a estos dispositivos por una fuente externa mediante un eje rotatorio. Por consiguiente, el término de trabajo para compresores es negativo puesto que el trabajo se efectúa sobre el fluido. Aunque estos tres dispositivos funcionan de una manera similar, difieren en las tareas que efectúan. Un *ventilador* aumenta la presión de un gas y casi siempre es usado para mover el medio en torno a un gas. Un *compresor* es capaz de comprimir el gas a presiones muy altas. Las *bombas* trabajan de una manera muy similar a los compresores, salvo que manejan líquidos en lugar de gases.

En turbinas y compresores las magnitudes de los diversos términos que aparecen en la ecuación de la energía son como sigue:

$\dot{Q} \cong 0$. La transferencia de calor para estos dispositivos es pequeña respecto del trabajo del eje, a menos que haya un enfriamiento deliberado (como en el caso de un compresor). En este análisis puede utilizar un valor estimado basado en estudios experimentales o desprecie la transferencia de calor si no hay enfriamiento intencional.

$\dot{W} \neq 0$. Todos estos dispositivos implican ejes rotatorios que cruzan sus fronteras, por lo que el término trabajo es importante. En turbinas $\dot{W}$ representa la salida de potencia; en bombas y compresores, representa la entrada de potencia.

$\Delta ep \cong 0$. El cambio en la energía potencial que experimenta un fluido cuando fluye por turbinas, compresores, ventiladores y bombas suele ser muy pequeño y casi siempre se omite.

$\Delta ec \cong 0$. Las velocidades involucradas en estos dispositivos, con excepción de las turbinas, suelen ser demasiado bajas para producir algún cambio significativo en la energía cinética. Las velocidades de fluido encontradas en la mayor parte de las turbinas son muy altas y el fluido experimenta un cambio importante en su energía cinética. Sin embargo, este cambio casi siempre es muy pequeño en relación con el cambio en la entalpía. Por consiguiente, a menudo se desprecia.

EJEMPLO 4-3

Aire a 100 kPa y 280 K se comprime permanentemente hasta 600 kPa y 400 K. La relación de flujo de masa del aire es 0.02 kg/s y hay una pérdida de calor de 16 kJ/kg durante del proceso. Si supone que los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables, determine la entrada de potencia necesaria para el compresor.

Solución La región dentro del compresor es el sistema y sus fronteras son como indican las líneas interrumpidas en la figura 4-30. La masa cruza las fronteras, por lo que es un *volumen de control*; no hay cambio observable dentro del volumen de control con el tiempo, por lo que se trata de un *sistema de flujo permanente*. En dichas condiciones, el aire puede tratarse como un gas ideal ya que se encuentra a elevada temperatura y baja presión respecto de sus valores críticos ($T_{cr} = -147°C$ y $P_{cr} = 3390$ kPa para el nitrógeno, principal constituyente del aire).

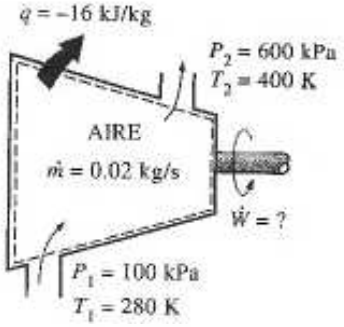


FIGURA 4-30
Dibujo para el ejemplo 4-3.

Se establece que $\Delta ec \cong 0$ y $\Delta ep \cong 0$. Por ello, la ecuación de la conservación de la energía (ecuación 4-23) para este sistema de flujo permanente y de una sola corriente se reduce a

$$q - w = \Delta h + \cancel{\Delta ec}^{0} + \cancel{\Delta ep}^{0}$$
$$= h_2 - h_1$$

La entalpía de un gas ideal sólo depende de la temperatura, y las entalpías del aire a las temperaturas especificadas se determinan en la tabla correspondiente al mismo (tabla A-17) como

$$h_1 = h_{@\,280\,K} = 280.13\ \text{kJ/kg}$$
$$h_2 = h_{@\,400\,K} = 400.98\ \text{kJ/kg}$$

La sustitución produce

$$-16\ \text{kJ/kg} - w = (400.98 - 280.13)\ \text{kJ/kg}$$
$$w = -136.85\ \text{kJ/kg}$$

Este es el trabajo efectuado sobre el aire por unidad de masa. La entrada de potencia hacia el compresor se determina al multiplicar este valor por la relación de flujo de masa:

$$\dot{W} = \dot{m}w = (0.02\ \text{kg/s})(-136.85\ \text{kJ/kg}) = -2.74\ \text{kW}$$

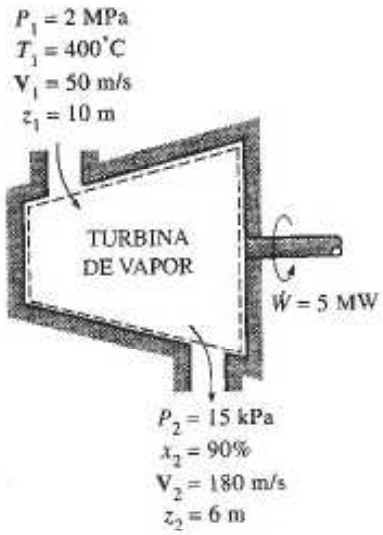


FIGURA 4-31
Dibujo para el ejemplo 4-4.

EJEMPLO 4-4

La salida de potencia de una turbina de vapor adiabática es 5 MW y las condiciones del vapor a la entrada y a la salida son como indica la figura 4-31.

a) Compare las magnitudes de Δh, Δec y Δep.

b) Determine el trabajo realizado por unidad de masa del vapor que circula a través de la turbina.

c) Calcule la relación de flujo de masa del vapor.

Solución La región dentro de la turbina es el sistema. Sus fronteras se indican mediante líneas interrumpidas en la figura 4-31. Se trata de un *volumen de control* porque la masa cruza las fronteras. No hay indicación de algún cambio dentro del volumen de control con el tiempo, por lo que es un *sistema de flujo permanente*.

a) En la entrada, el vapor está en un estado sobrecalentado y su entalpía es

$$\left.\begin{matrix} P_1 = 2\ \text{MPa} \\ T_1 = 400°C \end{matrix}\right\} \quad h_1 = 3247.6\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

En la salida de la turbina hay, evidentemente, una mezcla saturada de líquido-vapor a 15 kPa de presión. La entalpía en este estado es

$$h_2 = h_f + x_2 h_{fg} = [225.94 + (0.9)(2373.1)]\ \text{kJ/kg} = 2361.73\ \text{kJ/kg}$$

Entonces

$$\Delta h = h_2 - h_1 = (2361.73 - 3247.6)\ \text{kJ/kg} = -885.87\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta ec = \frac{\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2}{2} = \frac{(180\ \text{m/s})^2 - (50\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = 14.95\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta ep = g(z_2 - z_1) = (9.807\ \text{m/s}^2)[(6 - 10)\ \text{m}]\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = -0.04\ \text{kJ/kg}$$

Dos observaciones en torno a los resultados anteriores son pertinentes. Primero, el cambio en la energía potencial es insignificante en comparación con los cambios en la entalpía y la energía cinética. Esto es común para la mayor parte de los dispositivos de ingeniería. Segundo, como consecuencia de la baja presión y por ello de un elevado volumen específico, la velocidad del vapor en la salida de la turbina es muy alta. Incluso, el cambio en la energía cinética es una pequeña fracción del cambio en la entalpía (menor que dos por ciento en este caso) y, por tanto, se desprecia con frecuencia.

b) El trabajo efectuado por unidad de masa en este dispositivo de una entrada y de una salida puede determinarse por la relación entre la primera ley y una base unitaria (ecuación 4-23):

$$\overset{0}{\cancel{q}} - w = \Delta h + \Delta ec + \Delta ep$$

$$w = -(-885.87 + 14.95 - 0.04)\ \text{kJ/kg} = \mathbf{870.96\ kJ/kg}$$

c) La relación de flujo de masa requerida para una salida de potencia de 5 MW se determina de

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}}{w} = \frac{5000\ \text{kJ/s}}{870.96\ \text{kJ/kg}} = 5.74\ \text{kg/s}$$

3 Válvulas de estrangulamiento

Son *cualquier tipo de dispositivo de restricción de flujo* que ocasione un descenso significativo en la presión del fluido. Algunos ejemplos son las válvulas ajustables ordinarias, los tubos capilares y los obturadores porosos (figura 4-32). A diferencia de las turbinas, producen una disminución de presión sin implicar ningún trabajo. A menudo la reducción de presión en el fluido se acompaña a menudo con un *gran descenso en la temperatura*, y por eso los dispositivos de estrangulamiento son usados en aplicaciones de refrigeración y de acondicionamiento de aire. La magnitud de la disminución de temperatura (o, algunas veces, el aumento de temperatura) durante un proceso de estrangulamiento está regida por una propiedad llamada *coeficiente Joule-Thomson*, el cual se estudia en el capítulo 11.



a) Una válvula ajustable

b) Un obturador poroso

c) Un tubo capilar

FIGURA 4-32
Las válvulas de estrangulamiento son dispositivos que ocasionan grandes reducciones de presión en el fluido.

Las válvulas de estrangulamiento son dispositivos pequeños y puede suponerse que el flujo a través de ellos será adiabático ($q \cong 0$) puesto que no hay ni tiempo suficiente ni área lo bastante grande para que ocurra alguna transferencia de calor efectiva. Además, no se efectúa trabajo ($w = 0$) y el cambio en la energía potencial, si es que ocurre, es muy pequeño ($\Delta ep \cong 0$). Aun cuando la velocidad de salida es a menudo considerablemente más alta que la velocidad de entrada, en muchos casos, el aumento en la energía cinética es insignificante ($\Delta ec \cong 0$). En ese caso la ecuación de la conservación de la energía para este dispositivo de una sola corriente y flujo permanente se reduce a

$$h_2 \cong h_1 \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4-27}$$

Esto es, los valores de entalpía en la entrada y en la salida de una válvula de estrangulamiento son los mismos. Por esta razón, una válvula de estrangulamiento algunas veces recibe el nombre de *dispositivo isentálpico*.



FIGURA 4-33
La temperatura de un gas ideal no cambia durante un proceso de estrangulamiento (h = constante) puesto que $h = h(T)$.

Para obtener cierta profundidad respecto de cómo el estrangulamiento afecta las propiedades del fluido, exprese la ecuación 4-27 del modo siguiente:

$$u_1 + P_1v_1 = u_2 + P_2v_2$$

o Energía interna + energía del flujo = constante

De manera que el efecto final de un proceso de estrangulamiento depende de cuál de las dos cantidades aumentó durante el proceso. Si el flujo de energía aumenta durante el proceso ($P_2v_2 > P_1v_1$), lo hace a expensas de la energía interna. Como resultado, la energía interna disminuye, lo cual suele acompañarse por un descenso en la temperatura. Si disminuye el producto Pv, la energía interna y la temperatura de un fluido aumentarán durante un proceso de estrangulamiento. En el caso de un gas ideal $h = h(T)$ la temperatura, en consecuencia, tiene que permanecer constante durante un proceso de estrangulamiento (figura 4-33).

EJEMPLO 4-5

Entra refrigerante 12 al tubo capilar de un refrigerador como líquido saturado a 0.8 MPa y se estrangula a una presión de 0.12 MPa. Determine la calidad del refrigerante en el estado final y la reducción de temperatura durante este proceso.

Solución Un tubo capilar es un simple dispositivo de restricción de flujo que se emplea comúnmente en aplicaciones de refrigeración para provocar una gran disminución de presión en el refrigerante. El flujo a través de un tubo capilar es un proceso de estrangulamiento; por tanto, la entalpía del refrigerante permanece constante (figura 4-34).

En la entrada: $P_1 = 0.8$ MPa, Líquido sat. $\Rightarrow$ $T_1 = T_{\text{sat @ 0.8 MPa}} = 32.74°C$, $h_1 = h_{f\,@\,0.8\text{ MPa}} = 67.30$ kJ/kg (Tabla A-12)

En la salida: $P_2 = 0.12$ MPa $\longrightarrow$ $h_f = 12.66$ kJ/kg, $h_g = 176.14$ kJ/kg, $T_{sat} = -25.74°C$
$(h_2 = h_1)$

Es evidente que $h_f < h_2 < h_g$; por consiguiente, el refrigerante existe como una mezcla saturada en el estado de salida. La calidad en este estado se determina de

$$x_2 = \frac{h_2 - h_f}{h_{fg}} = \frac{67.30 - 12.66}{176.14 - 12.66} = 0.334$$

Puesto que el estado de salida es una mezcla saturada a 0.12 MPa, la temperatura de salida debe ser la temperatura de saturación a esta presión, la cual es −25.74°C. En ese caso, el cambio de temperatura para este proceso se vuelve

$$\Delta T = T_2 - T_1 = (-25.74 - 32.74)°C = -58.48°C$$

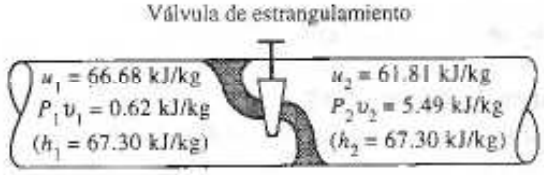


FIGURA 4-34
Durante un proceso de estrangulamiento, la entalpía (energía del flujo + energía interna) de un fluido permanece constante. Pero las energías interna y de flujo pueden convertirse entre sí.

Es decir, la temperatura del refrigerante disminuye 58.48°C durante este proceso de estrangulamiento. Advierta que 33.4 por ciento del refrigerante se evapora durante este proceso y que la energía necesaria para vaporizarlo se absorbe del propio refrigerante.

4a Cámaras de mezcla

En aplicaciones de ingeniería, la mezcla de dos corrientes de fluidos es un hecho frecuente. La sección donde sucede el proceso de mezclado es denominada **cámara de mezcla**. La cámara de mezcla no tiene que ser una "camara" especial. Un ordinario codo en T o uno en Y en una regadera, sirve como una cámara de mezcla para las corrientes de agua caliente y fría (figura 4-35).

El principio de la conservación de la masa en una cámara de mezcla requiere que la suma de las relaciones de flujo de masa entrantes sean iguales a la relación de flujo de masa de la mezcla saliente.

Las cámaras de mezcla casi siempre están bien aisladas ($q \cong 0$) y no implican ningún tipo de trabajo ($w = 0$). Además, las energías cinética y potencial de las corrientes de fluido suelen ser despreciables (ec $\cong$ 0, ep $\cong$ 0). En consecuencia, todo lo que queda en la ecuación de la energía (ecuación 4-19) corresponde a las energías totales de las corrientes entrantes y de la mezcla saliente. El principio de la conservación de la energía requiere que estas dos sean iguales entre sí. Por tanto, para este caso la ecuación de la conservación de la energía es análoga a la ecuación de la conservación de la masa.

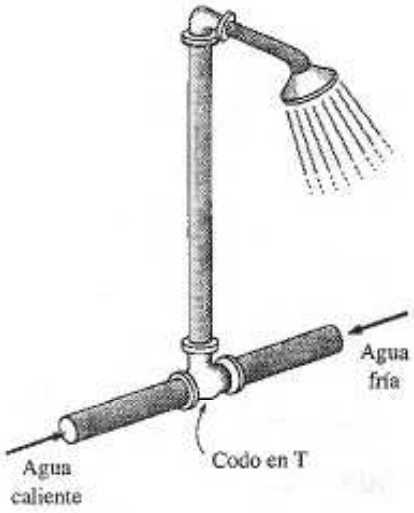


FIGURA 4-35
El codo en T de una regadera ordinaria sirve como una cámara de mezcla para las corrientes de agua caliente y fría.

EJEMPLO 4-6

Considere una regadera común donde se mezcla agua caliente a 140°F con agua fría a 50°F. Si se desea suministrar una corriente permanente de agua caliente a 110°F, determine la razón de las relaciones de flujo de masa del agua caliente respecto de la fría. Suponga que las pérdidas térmicas de la cámara de mezcla son despreciables y que la mezcla se efectúa a una presión de 20 psia.

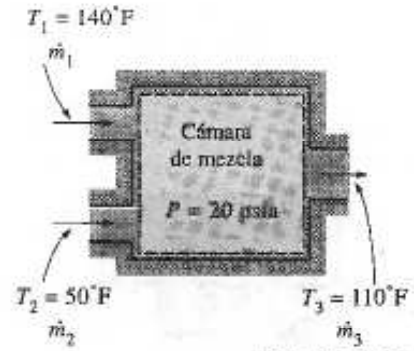


FIGURA 4-36
Dibujo para el ejemplo 4-6.

Solución La cámara de mezcla es el sistema cuyas fronteras indica, mediante líneas interrumpidas, la figura 4-36. La masa cruza las fronteras, de modo que tenemos un *volumen de control*. Y en vista de que no hay ninguna indicación de algún cambio dentro del volumen de control con el tiempo, se trata de un *sistema de flujo permanente*.

La ecuación de la conservación de la masa (ecuación 4-14) para este sistema de flujo permanente de corriente múltiple es

$$\sum \dot{m}_{en} = \sum \dot{m}_{sal}$$

o

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

Puesto que nada de calor o trabajo cruza las fronteras ($\dot{Q} \cong 0$, $\dot{W} = 0$) y las energías potencial y cinética se consideran despreciables (ec $\cong$ 0, ep $\cong$ 0).

Entonces la ecuación de la conservación de la energía para este sistema de flujo permanente se reduce a

$$\cancel{\dot{Q}}^{0} - \cancel{\dot{W}}^{0} = \Sigma \dot{m}_{sal}\left(h_{sal} + \frac{\cancel{V_{sal}^2}^{0}}{2} + g\cancel{z_{sal}}^{0}\right) - \Sigma \dot{m}_{en}\left(h_{en} + \frac{\cancel{V_{en}^2}^{0}}{2} + g\cancel{z_{en}}^{0}\right)$$

$$\Sigma \dot{m}_{en} h_{en} = \Sigma \dot{m}_{sal} h_{sal}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

o

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

Al dividir esta ecuación entre $\dot{m}_2$, obtiene

$$y h_1 + h_2 = (y + 1) h_3$$

donde $y = \dot{m}_1/\dot{m}_2$ es la razón de las relaciones de flujo de masa deseado. La temperatura de saturación del agua a 20 psia es 227.96°F. Como las temperaturas de las tres corrientes están abajo de este valor ($T < T_{sat}$), el agua en las tres corrientes existe como un líquido comprimido (figura 4-37). L a cantidad de un líquido comprimido puede calcularse si se considera como un líquido saturado a la temperatura dada. De modo que,

$$h_1 \cong h_{f\,@\,140°F} = 107.96 \text{ Btu/lbm}$$
$$h_2 \cong h_{f\,@\,50°F} = 18.06 \text{ Btu/lbm}$$
$$h_3 \cong h_{f\,@\,110°F} = 78.02 \text{ Btu/lbm}$$

Al resolver y y sustituir se obtiene

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{78.02 - 18.06}{107.96 - 78.02} = 2.0$$

Por tanto la relación de flujo de masa del agua caliente debe ser el doble de la relación de flujo de masa del agua fría para que la mezcla salga a 110°F.

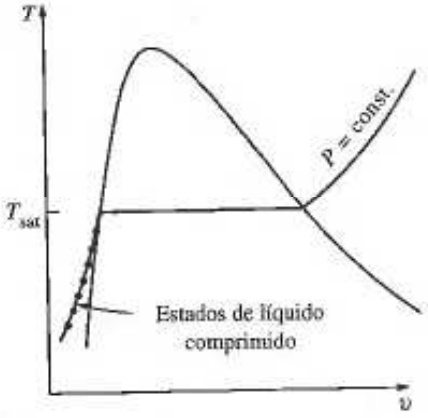


FIGURA 4-37
Una sustancia existe como líquido comprimido a temperaturas por debajo de la temperatura de saturación a la presión dada.

4b Intercambiadores de calor

Como su nombre lo implica, son dispositivos donde dos corrientes de fluido en movimiento intercambian calor sin mezclarse. Los intercambiadores de calor se emplean en diversas industrias y presentan numerosos diseños.

La forma más simple de un intercambiador de calor es la del *intercambiador de calor de doble tubo* (también llamado de *tubo y coraza*), mostrado en la figura 4-38. Se compone de dos tubería concéntricas de diferentes diámetros. Un fluido circula por la tubería interior y el otro en el espacio anular entre las dos tuberías. El calor se transfiere del fluido caliente al frío mediante la pared que los separa. Algunas veces el tubo interior forma un par de vueltas dentro de la coraza para aumentar el área de transferencia de calor y, por ello, la relación de transferencia de calor. Las cámaras de mezcla son clasificadas como intercambiadores de calor de *contacto directo*.

El principio de conservación de la masa para un intercambiador de calor en operación permanente requiere que la suma de las relaciones de flujo de masa entrantes sea igual a la suma de las relaciones de flujo de masa salientes. Otra expresión del mismo principio es: *en operación permanente, la relación de flu-*

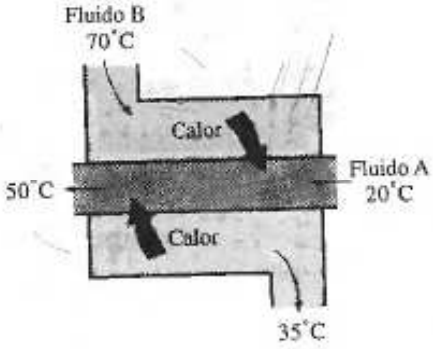
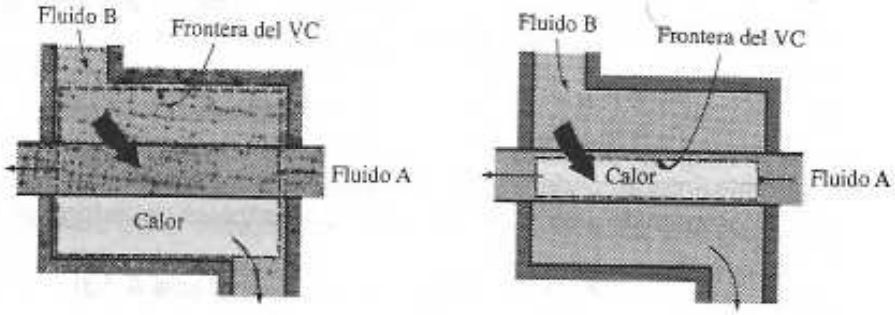


FIGURA 4-38
Un intercambiador de calor es tan simple como dos tuberías concéntricas de diferentes diámetros.

jo de masa de cada corriente de fluido que fluye por un intercambiador de calor permanece constante.

Los intercambiadores de calor no implican interacciones de trabajo ($w = 0$) y sus cambios de energía cinética y potencial son despreciables ($\Delta ec \cong 0$, $\Delta ep \cong 0$) para cada corriente de fluido. La relación de transferencia de calor asociada con intercambiadores de calor depende de cómo se elige el volumen de control. Los intercambiadores de calor se destinan para la transferencia de calor entre dos fluidos *dentro* del dispositivo, y la coraza exterior suele estar bien aislada para evitar cualquier liberación de calor a los alrededores.

Cuando todo el intercambiador de calor se elige como el volumen de control, $\dot{Q}$ se vuelve cero porque la frontera se encuentra justo abajo del aislamiento y poco o nada de calor la cruza (figura 4-39). Sin embargo, si sólo uno de los fluidos se elige como el volumen de control, entonces la frontera será cruzada por él cuando fluya de un fluido al otro y $\dot{Q}$ no será cero. De hecho, $\dot{Q}$ en este caso será la relación de transferencia de calor entre los dos fluidos.



a) Sistema: intercambiador de calor completo ($Q_{VC} = 0$)

b) Sistema: fluido A ($Q_{VC} \neq 0$))

FIGURA 4-39
La transferencia de calor asociada con un intercambiador de calor puede ser cero o diferente de cero dependiendo de cómo se elija el sistema.

EJEMPLO 4-7

Con agua se va a enfriar refrigerante 12 en un condensador. El refrigerante entra al condensador con una relación de flujo de masa de 6 kg/min a 1 MPa y 70°C y lo abandona a 35°C. El agua de enfriamiento entra a 300 kPa y 15°C y sale a 25°C. Desprecie cualquier caída de presión, y determine *a*) la relación de flujo de masa del agua de enfriamiento requerida y *b*) la relación de transferencia de calor del refrigerante al agua.

Solución Hay varias posibilidades para la selección del volumen de control en dispositivos de corrientes múltiples y flujo permanente. La elección adecuada del volumen de control depende de la situación específica. También en este caso no hay trabajo que cruce la frontera y las energías cinética y potencial se consideran despreciables.

a) Para determinar la relación de flujo de masa del agua elija todo el intercambiador de calor como el volumen de control, en la forma que muestra la figura 4-40. Esta es una buena elección puesto que las ecuaciones sólo implicarán una incógnita —la relación de flujo de masa. El principio de la conservación de la masa requiere que la relación de flujo de masa de cada corriente de fluido permanezca constante:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_w$$
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R$$

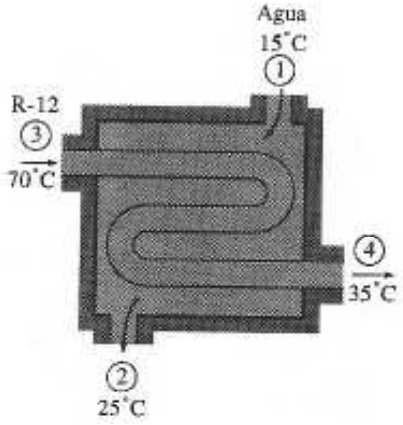


FIGURA 4-40
Dibujo para el ejemplo 4-7.

Por lo general, los intercambiadores de calor están bien aislados. Las fronteras del volumen de control elegido están justo debajo del aislamiento, de modo que nada de calor cruzará la fronteras. En ese caso la ecuación de la conservación de la energía se reduce a

$$\cancel{\dot{Q}}^{0} - \cancel{\dot{W}}^{0} = \Sigma \dot{m}_{sal}\left(h_{sal} + \frac{\cancel{V_{sal}^2}^{0}}{2} + g\cancel{z_{sal}}^{0}\right) - \Sigma \dot{m}_{en}\left(h_{en} + \frac{\cancel{V_{en}^2}^{0}}{2} + g\cancel{z_{en}}^{0}\right)$$

$$\Sigma \dot{m}_{en} h_{en} = \Sigma \dot{m}_{sal} h_{sal}$$

o

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_R h_3 = \dot{m}_a h_2 + \dot{m}_R h_4$$

Al rearreglarlo, tiene

$$\dot{m}_a(h_1 - h_2) = \dot{m}_R(h_4 - h_3)$$

Ahora es necesario determinar las entalpías en los cuatro estados. El agua existe como un líquido comprimido tanto en la entrada como en la salida porque las temperaturas en ambos puntos están por debajo de la temperatura de saturación del agua a 300 kPa (133.55°C). Si aproxima el líquido comprimido como un líquido saturado a la temperatura dada, tiene

$$h_1 \cong h_{f\,@\,15°C} = 62.99\ \text{kJ/kg}$$
$$h_2 \cong h_{f\,@\,25°C} = 104.89\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

El refrigerante entra al condensador como un vapor sobrecalentado y sale como un líquido comprimido a 35°C. De acuerdo con las tablas del refrigerante 12,

$$\left.\begin{matrix} P_3 = 1\ \text{MPa} \\ T_3 = 70°C \end{matrix}\right\} \quad h_3 = 225.32\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-13)}$$

$$\left.\begin{matrix} P_4 = 1\ \text{MPa} \\ T_4 = 35°C \end{matrix}\right\} \quad h_4 \cong h_{f\,@\,35°C} = 69.49\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-11)}$$

Al sustituir, encuentra

$$\dot{m}_w(62.99 - 104.89)\ \text{kJ/kg} = (6\ \text{kg/min})[(69.49 - 225.32)\ \text{kJ/kg}]$$
$$\dot{m}_w = 22.3\ \text{kg/min}$$

b) Para determinar la transferencia de calor del refrigerante al agua, se debe elegir un volumen de control cuya frontera se encuentra sobre la trayectoria del flujo de calor, puesto que se reconoce a este último cuando cruza las fronteras. Se puede elegir el volumen ocupado ya sea por el fluido o por el volumen de control. Sin ninguna razón particular, escoja el volumen ocupado por el agua. Todas las suposiciones consideradas antes son aplicadas, salvo que el flujo térmico ya no es cero. Por consiguiente, la ecuación de la conservación de la energía (ecuación 4-21) para este sistema de una sola corriente y flujo permanente se reduce a

$$\dot{Q} - \cancel{\dot{W}}^{0} = \dot{m}_w(\Delta h + \cancel{\Delta ec}^{0} + \cancel{\Delta ep}^{0})$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_w(h_2 - h_1) = (22.3\ \text{kg/min})[(104.89 - 62.99)\ \text{kJ/kg}]$$
$$= 934.4\ \text{kJ/min}$$

De haber elegido el volumen ocupado por el refrigerante como el volumen de control (figura 4-41), se habría obtenido el mismo resultado con el signo opues-

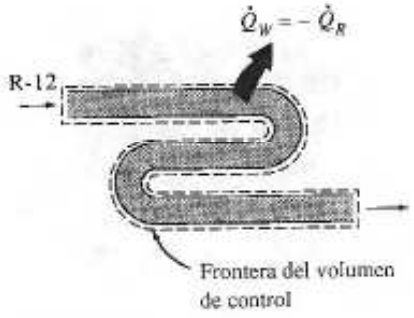


FIGURA 4-41
En un intercambiador de calor, la transferencia de calor depende de la elección del volumen de control.

to, ya que el calor ganado por el agua es igual al calor perdido por el refrigerante.

5 Flujo en tuberías y ductos

El transporte de líquidos o gases en tuberías y ductos es de gran importancia en muchas aplicaciones de ingeniería. El flujo por una tubería o un ducto casi siempre satisface las condiciones de flujo permanente y por esa razón se analiza como un proceso de flujo permanente. Esto, desde luego, excluye los periodos transitorios de arranque y paro. El volumen de control puede seleccionarse para que coincida con las superficies interiores de la parte de la tubería o el ducto que interesa analizar.

Cuando se analiza el flujo por tuberías o ductos deben considerarse los siguientes puntos:

$\dot{Q} \neq 0$. Bajo condiciones de operación normal, la cantidad de calor ganada o perdida por el fluido puede ser muy importante, en particular si la tubería o el ducto son largos (figura 4-42). Algunas veces la transferencia de calor es deseable y es el único propósito del flujo. El flujo de agua por las tuberías en la caldera de una central eléctrica, el flujo de refrigerante en una máquina frigorífica y el flujo en intercambiadores de calor son ejemplos de este caso. Otras veces, no se desea la transferencia de calor y las tuberías o ductos se aíslan para evitar cualquier pérdida o ganancia térmica, en especial cuando es grande la diferencia de temperatura entre el fluido que fluye y los alrededores. La transferencia de calor en este caso es despreciable.



FIGURA 4-42
Las pérdidas de calor de un fluido caliente que fluye hacia el ambiente más frío por una tubería o ducto sin aislar pueden ser muy significativas.

$\dot{W} \neq 0$. Si el volumen de control incluye una sección de calentamiento (alambres eléctricos), un ventilador o una bomba (eje), deben considerarse las interacciones del término trabajo (figura 4-43). De éstas, el trabajo de ventiladores suele ser pequeño y a menudo no se toma en cuenta. Si el volumen de control no incluye ningún dispositivo de trabajo, el término de trabajo es cero.

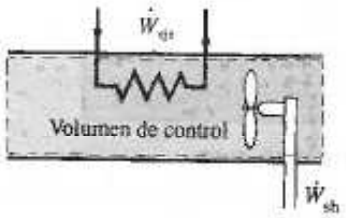


FIGURA 4-43
El flujo en una tubería o ducto puede implicar más de una forma de trabajo al mismo tiempo.

$\Delta ec \cong 0$. Las velocidades involucradas en el flujo por tuberías y ductos son relativamente pequeñas y los cambios en la energía cinética casi siempre son insignificantes. Esto es particularmente cierto cuando el diámetro de la tubería o ducto es constante y los efectos de calentamiento son despreciables. Sin embargo, los cambios en la energía cinética pueden ser importantes para un flujo de gas en ductos con áreas de sección transversal variables.

$\Delta ep \neq 0$. En tuberías y ductos es posible que el fluido se someta a un cambio de elevación considerable. Por ello el término de la energía potencial puede ser importante. En particular se cumple para el flujo que circula por tuberías y ductos aislados donde la transferencia de calor no es más importante que otros efectos.

EJEMPLO 4-8

El sistema de calefacción eléctrico utilizado en muchas casas está compuesto por un ducto simple con resistencia de alambres. El aire se calienta cuando fluye sobre dichos alambres. Considere un sistema de calefacción eléctrico de 15 kW. El aire entra a la sección de calentamiento a 100 kPa y 17°C con una relación de flujo de volumen de 150 m³/min. Si del aire libera calor del

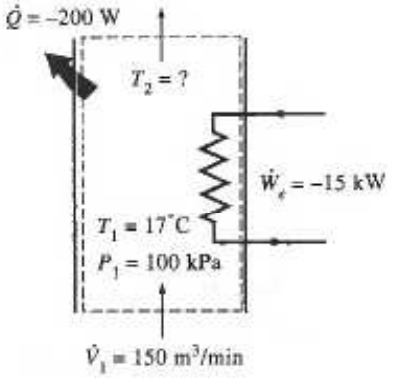


FIGURA 4-44
Dibujo para el ejemplo 4-8.

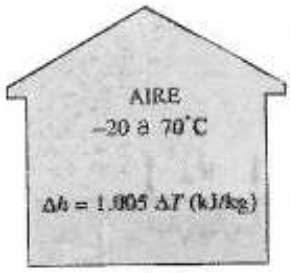


FIGURA 4-45
El error implicado en $\Delta h = C_p \Delta T$, donde $C_p = 1.005$ kJ/(kg·°C), es menor 0.5 por ciento para el aire en el intervalo de temperatura de –20 a 70°C.

ducto a los alrededores a una relación de 200 W, determine la temperatura de salida del aire.

Solución La parte de la sección de calentamiento del ducto, mostrada en la figura 4-44, es el volumen de control. Si no se toman en cuenta los cambios en la energía cinética y potencial, la ecuación de la conservación de la energía para este sistema de una sola corriente y flujo permanente se simplifica a

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \cancel{\Delta ec}^{\,0} + \cancel{\Delta ep}^{\,0})$$
$$= \dot{m}(h_2 - h_1)$$

En las condiciones especificadas, el aire puede tratarse como un *gas ideal*, puesto que se encuentra a temperatura elevada y baja presión respecto de sus valores críticos ($T_{cr} = -147°C$ y $P_{cr} = 3390$ kPa para el nitrógeno, el principal constituyente del aire). En tal caso el volumen específico del aire a la entrada se convierte en

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{[0.287\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kg} \cdot \text{K})](290\ \text{K})}{100\ \text{kPa}} = 0.832\ \text{m}^3/\text{kg}$$

La relación de flujo de masa del aire a través del ducto se obtiene de

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{150\ \text{m}^3/\text{min}}{0.832\ \text{m}^3/\text{kg}}\left(\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right) = 3.0\ \text{kg/s}$$

A las temperaturas encontradas en los sistemas de calefacción y de acondicionamiento de aire, Δh es sustituida por $C_p \Delta T$, donde $C_p = 1.005$ kJ/(kg· °C) (el valor a temperatura ambiente) con un error despreciable (figura 4-45). En ese caso la ecuación de la energía toma la forma siguiente:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}C_p(T_2 - T_1)$$

Al sustituir las cantidades conocidas, la temperatura de salida del aire es

$$-0.2\ \text{kJ/s} - (-15\ \text{kJ/s}) = (3\ \text{kg/s})[1.005\ \text{kJ/(kg} \cdot °\text{C})](T_2 - 17°\text{C})$$
$$T_2 = 21.9°\text{C}$$

EJEMPLO 4-9

En áreas rurales, el agua se extrae del subsuelo por medio de bombas. Considere una fuente de agua subterránea cuya superficie libre está a 60 m debajo del nivel del suelo. El agua se va a elevar 5 m sobre el suelo mediante una bomba. El diámetro de la tubería es de 10 cm a la entrada y de 15 cm a la salida. Desprecie cualquier interacción térmica con los alrededores y los efectos de calentamiento por fricción y determine la entrada de potencia a la bomba, requerida para un flujo permanente de agua de 15 L/s (= 0.015 m³/s).

Solución La región dentro de las tuberías y la bomba es el sistema. Las fronteras del mismo se indican mediante líneas interrumpidas en la figura 4-46. La masa cruza las fronteras del sistema, por lo que se trata de un volumen de control. Como no hay ninguna indicación de cambio dentro del volumen de control con el tiempo, el sistema es de *flujo permanente*.

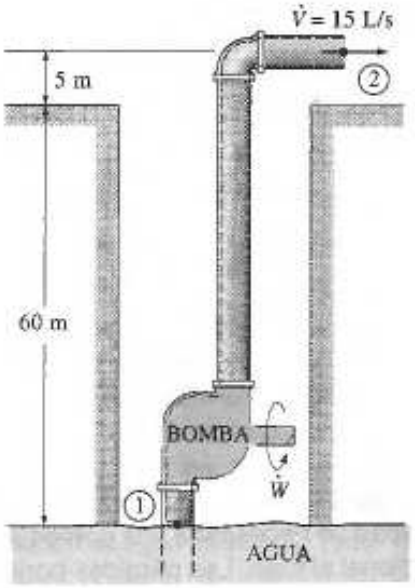


FIGURA 4-46
Dibujo para el ejemplo 4-9.

La densidad de agua líquida a o cerca de la temperatura ambiente puede considerarse constante en 1000 kg/m³ con un error despreciable. En ese caso la relación de flujo de masa y las velocidades de flujo se vuelven

$$\dot{m} = \rho \dot{\mathbf{V}} = (1000\ \text{kg/m}^3)(0.015\ \text{m}^3/\text{s}) = 15\ \text{kg/s}$$

$$\mathbf{V}_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} = \frac{15\ \text{kg/s}}{(1000\ \text{kg/m}^3)[\pi(0.1\ \text{m})^2/4]} = 1.9\ \text{m/s}$$

$$\mathbf{V}_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A_2} = \frac{15\ \text{kg/s}}{(1000\ \text{kg/m}^3)[\pi(0.15\ \text{m})^2/4]} = 0.85\ \text{m/s}$$

Como se señala en el capítulo 3, es factible tratar los líquidos como sustancias incompresibles (v = constante). Por consiguiente su cambio de entalpía puede expresarse como

$$\begin{aligned} h_2 - h_1 &= (u_2 + P_2 v_2) - (u_1 + P_1 v_1) \\ &= (u_2 - u_1) + v(P_2 - P_1) \\ &= C(T_2 - T_1) + v(P_2 - P_1) \end{aligned}$$

puesto que $\Delta u = C\,\Delta T$. Así que la ecuación de la conservación de la energía para líquidos en un proceso de flujo permanente se transforma en

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\left[C(T_2 - T_1) + v(P_2 - P_1) + \frac{\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right]$$

En este caso no hay transferencia de calor ($\dot{Q} = 0$) ni cambio en el temperatura ($T_2 = T_1$). Además, hay presión atmosférica tanto en la entrada como en la salida ($P_1 = P_2 = P_{atm}$). La ecuación anterior se simplifica en

$$\dot{W} = -\dot{m}\left[\frac{\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right]$$

La sustitución produce

$$\dot{W} = -(15\ \text{kg/s})\left[\frac{(0.85\ \text{m/s})^2 - (1.9\ \text{m/s})^2}{2} + (9.807\ \text{m/s}^2)(65\ \text{m})\right]$$

$$= -(15\ \text{kg/s})(-1.44\ \text{m}^2/\text{s}^2 + 637.46\ \text{m}^2/\text{s}^2)\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= -9.54\ \text{kW}$$

Este es el trabajo de la bomba que se requiere. Es interesante observar qué tan pequeño puede ser el término de la energía cinética respecto del de la energía potencial cuando el proceso incluye un líquido sometido a un cambio de altura considerable. Esto es común en muchos procesos reales. Debe advertirse que las pérdidas por fricción en problemas de flujo a través de tuberías y ductos pueden ser muy significativas. Por consiguiente, en la realidad se necesitaría una bomba más grande para superar esta resistencia adicional al flujo. Las pérdidas por fricción se tratan en detalle en los cursos de mecánica de fluidos.

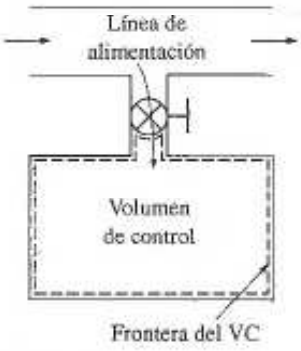


FIGURA 4-47
La carga de un tanque rígido desde una línea de alimentación es un proceso de flujo no permanente porque implica cambios dentro del volumen de control.

4-4 ■ PROCESOS DE FLUJO NO PERMANENTE

Durante un proceso de flujo permanente no ocurren cambios dentro del volumen de control; por ello no es necesario preocuparse de lo que pasa dentro de las fronteras. No distraerse con los cambios dentro del volumen de control con el tiempo simplifica en gran medida el análisis.

Sin embargo, muchos procesos de interés implican *cambios* dentro del volumen de control con el tiempo. Dichos procesos se llaman **procesos de flujo no permanente** o de **flujo transitorio**. Las relaciones de flujo permanente desarrolladas en la sección 4-2 no se aplican a estos procesos. Cuando se analiza un proceso de flujo no permanente, es importante seguir de cerca los contenidos de masa y de energía del volumen de control, así como las interacciones de energía a través de la frontera.

Algunos procesos de flujo no permanente son la carga de recipientes rígidos a partir de líneas de alimentación (figura 4-47), la descarga de un fluido en un recipiente a presión, el accionamiento de una turbina de gas con el aire presurizado almacenado en un gran contenedor, el inflado de llantas o balones e incluso cocinar con una olla de presión ordinaria.

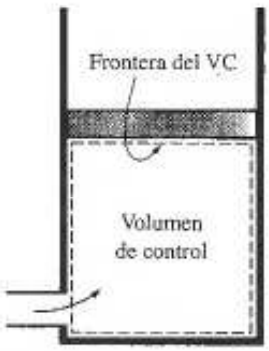


FIGURA 4-48
La forma y el tamaño de un volumen de control pueden cambiar durante un proceso de flujo no permanente.

A diferencia de los procesos de flujo permanente, los de flujo no permanente empiezan y terminan a lo largo de algún periodo de tiempo finito en vez de continuar indefinidamente. Por ello en esta sección se tratan los cambios que suceden durante un intervalo de tiempo Δt en lugar de los relativos a la relación de cambios (cambios por unidad de tiempo). En algunos aspectos, un sistema de flujo no permanente es similar a un sistema cerrado, excepto en que la masa dentro de las fronteras del sistema no permanece constante durante un proceso.

Otra diferencia entre sistemas de flujo permanente y no peranente es que los primeros están fijos en el espacio, en tamaño y en forma, en tanto que los sistemas no permanentes no lo están (figura 4-48). Éstos suelen ser uniformes

—estar fijos en el espacio— pero pueden incluir fronteras móviles y, por ello, trabajo de la frontera. En seguida son desarrolladas las ecuaciones de la conservación de la masa y de la energía para procesos generales de flujo no permanente.

Conservación de la masa

A diferencia de los procesos de flujo permanente, la cantidad de masa dentro del volumen de control durante un proceso de flujo no permanente cambia con el tiempo. El grado de cambio depende de la cantidad de masa que entra y sale del volumen de control durante el proceso.

Considere una tina de baño con agua a la mitad de su capacidad, como muestra la figura 4-49. En este puento, la masa total del agua en la tina está dada m_1 = 150 kg. Tome el volumen ocupado por el agua como volumen de control. Evidentemente la frontera superior del mismo (la superficie libre) se moverá hacia arriba o hacia abajo con dependencia de la cantidad de agua en la tina. Tanto la llave como el tapón de la coladera se abren ahora, dejando que cierta masa se transfiera hacia y de la tina. El nivel de agua en ésta ascenderá o disminuirá dependiendo de cuál de las corrientes (entrada o salida) domine. Después de cierto tiempo Δt, tanto la llave como el tapón de la coladera se cierran. Se midió que la cantidad de agua que entró a la tina fue m_{en} = 50 kg y que el valor de la cantidad extraída correspondió a m_{sal} = 30 kg.

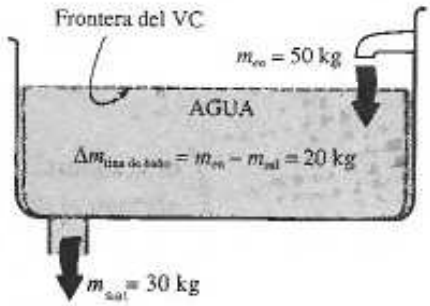


FIGURA 4-49
El principio de la conservación de la masa en una tina de baño ordinaria.

Sin considerar pérdidas de agua por evaporación, la cantidad de agua m_2 en la tina al final del proceso se determina con base en el principio de la conservación de la masa, el cual expresa: *el aumento en la masa del agua en la tina es igual al flujo de masa neto dentro de la tina:*

$$\begin{aligned} m_{en} - m_{sal} &= (m_2 - m_1)_{\text{tina de baño}} \\ 50\ \text{kg} - 30\ \text{kg} &= m_2 - 150\ \text{kg} \\ m_2 &= 170\ \text{kg} \end{aligned}$$

De manera que el **principio de la conservación de la masa** para un volumen de control (VC) sometido a *cualquier* proceso de flujo no permanente en un intervalo de tiempo Δt puede expresarse como

$$\begin{pmatrix}\text{Masa total}\\ \text{que entra al}\\ \text{VC durante } \Delta t\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Masa total que}\\ \text{sale del VC}\\ \text{durante } \Delta t\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Cambio neto en}\\ \text{la masa dentro}\\ \text{del VC durante } \Delta t\end{pmatrix}$$

$$\sum m_{en} - \sum m_{sal} = \Delta m_{VC} \qquad (4\text{-}28)$$

$$\sum m_{en} - \sum m_{sal} = (m_2 - m_1)_{CV} \quad (\text{kg}) \qquad (4\text{-}29)$$

donde los subíndices son

en = entrada
sal = salida
1 = estado inicial de VC
2 = estado final de VC

Con frecuencia uno o más términos en la ecuación 4-29 son cero. Por ejemplo, $m_{en} = 0$ si no entra masa al VC durante el proceso, $m_{sal} = 0$ si no sale masa del VC durante el proceso y $m_1 = 0$ si el VC está vacío inicialmente.

El principio de la conservación de la masa para un proceso de flujo no permanente también puede expresarse en la forma de relación si divide cada término en la ecuación 4-28 por el intervalo de tiempo Δt y toma límite cuando $\Delta t \to 0$:

$$\sum \dot{m}_{en} - \sum \dot{m}_{sal} = \frac{dm_{VC}}{dt} \qquad \text{(kg/s)} \qquad (4\text{-}30)$$

donde $\dot{m}_{en}$ y $\dot{m}_{sal}$ son las relaciones a las cuales la masa entra y sale del volumen de control, respectivamente, y dm_{VC}/dt es la relación del tiempo que llevó el cambio de masa contenida dentro del volumen de control. En el caso especial de un proceso de flujo permanente ($dm_{VC}/dt = 0$), esta ecuación se reducirá a la ecuación 4-14, la ecuación de la conservación de la masa en procesos de flujo permanente.

Si emplea la relación para la relación de flujo de masa de la ecuación 4-4, la forma de relación de la ecuación de la conservación de la masa para un volumen de control general puede también expresarse como

$$\sum \left(\int_A \rho \mathbf{V}_n \, dA \right)_{en} - \sum \left(\int_A \rho \mathbf{V}_n \, dA \right)_{sal} = \frac{d}{dt} \int_V \rho dV$$

donde la integración de $dm_{VC} = \rho dV$ en el lado derecho sobre el volumen del volumen de control produce la masa total contenida dentro del mismo al tiempo t.

Conservación de la energía

A diferencia de los procesos de flujo permanente, el contenido de energía de un volumen de control cambia con el tiempo durante un proceso de flujo no permenente. El grado de cambio depende de la cantidad de transferencia de energía a través de las fronteras del sistema como calor y trabajo, así como de la cantidad de energía transportada hacia dentro y hacia fuera del volumen de control mediante la masa durante el proceso. Cuando se analice un proceso de flujo no permanente, se debe seguir de cerca el contenido de energía del volumen de control, así como las energías de las corrientes entrante y saliente.

Para clarificar las diversas formas de interacciones de energía incluidas, reconsidere la tina de baño estudiada antes y redibujada en la figura 4-50. El contenido de energía del agua presente al principio en la tina es la energía inicial del volumen de control (por ejemplo $E_1 = 500$ kJ). Un poco de calor será liberado del agua en la tina al suelo, al aire de los alrededores, etcétera (por ejemplo, $Q = -50$ kJ). Si se eleva el nivel del agua, la frontera efectúa cierta cantidad de trabajo contra el aire atmosférico, para empujarlo y hacerlo a un lado (por ejemplo, $W_b = 10$ kJ). Esta es la única forma de trabajo involucrada en este caso, ya que ni ejes ni alambres eléctricos cruzan las fronteras. El contenido de energía del volumen de control aumentará cuando la masa fluya al interior y disminuirá cuando la masa fluya al exterior ($\Theta_{en} = 300$ kJ y $\Theta_{sal} = 100$ kJ, donde Θ representa la energía transportada con la masa).

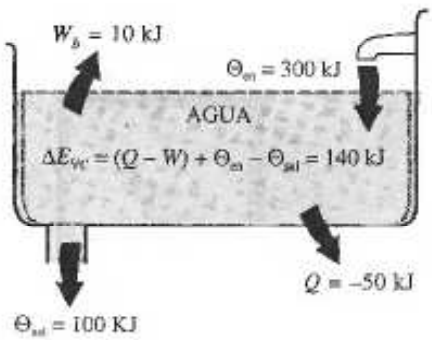


FIGURA 4-50
El principio de la conservación de la energía en una tina ordinaria.

Si se descarta cualquier pérdida de agua por evaporación, el contenido de energía del agua en la tina al final del proceso (E_2) se determina con el principio de la conservación de la energía, el cual expresa: *el aumento en el contenido de energía de la tina de baño es igual al flujo neto de energía hacia la tina*:

$$Q - W + \Theta_{en} - \Theta_{sal} = (E_2 - E_1)_{\text{tina de baño}}$$
$$-50\text{kJ} - 10\text{kJ} + 300\text{ kJ} - 100\text{kJ} = E_2 - 500\text{kJ}$$
$$E_2 = 640\text{ kJ}$$

De modo que el **principio de la conservación de la energía** para un volumen de control sometido a un proceso de flujo no permanente durante un intervalo de tiempo Δt puede expresarse como

$$\left(\begin{array}{c}\text{Energía total que}\\ \text{cruza la frontera}\\ \text{como calor y}\\ \text{trabajo durante } \Delta t\end{array}\right) + \left(\begin{array}{c}\text{Energía total trans-}\\ \text{portada por la masa}\\ \text{hacia dentro del VC}\\ \text{durante } \Delta t\end{array}\right) - \left(\begin{array}{c}\text{Energía total trans-}\\ \text{portada por la masa}\\ \text{hacia fuera del VC}\\ \text{durante } \Delta t\end{array}\right) = \left(\begin{array}{c}\text{Cambio neto}\\ \text{en la energía}\\ \text{de VC}\\ \text{durante } \Delta t\end{array}\right)$$

o
$$Q - W + \sum\Theta_{en} - \sum\Theta_{sal} = \Delta E_{VC} \quad \text{(kJ)} \qquad (4\text{-}31)$$

donde Θ representa la energía *total* transportada por la masa hacia dentro o hacia fuera de un volumen de control a través de la entrada o la salida durante el proceso. La ecuación de la conservación de la energía para un volumen de control también es expresable en la forma de relación si divide cada término de la ecuación 4-31 entre Δt y toma el límite cuando $\Delta t \to 0$. Ello produce

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum\dot{\Theta}_{en} - \sum\dot{\Theta}_{sal} = \frac{dE_{VC}}{dt} \quad \text{(kW)} \qquad (4\text{-}32)$$

donde $\dot{\Theta}_{en}$ y $\dot{\Theta}_{sal}$ son las relaciones a las cuales la energía se transporta con la masa hacia adentro o hacia afuera del volumen de control, respectivamente, y dE_{VC}/dt es la relación de cambio en el tiempo de la energía contenida dentro del volumen de control.

En la ecuación 4-31 los términos del calor y el trabajo (Q y W) pueden determinarse por mediciones externas. La energía total del volumen de control al principio y al final del proceso (E_1 y E_2) puede establecerse fácilmente al medir las propiedades relevantes de la sustancia en estos dos estados. Sin embargo, no es fácil determinar la energía total transportada por la masa hacia dentro o hacia fuera del volumen de control (Θ_{en}, Θ_{sal}), puesto que las propiedades de la masa en cada entrada o salida pueden cambiar con el tiempo, así como en la sección transversal. De modo que para determinar el transporte de energía a través de una abertura como un resultado del flujo de masa se deben considerar masas diferenciales δm suficientemente pequeñas con propiedades uniformes y sumar sus energías totales.

La energía total de un fluido de masa δm que fluye es $\theta\,\delta m$, donde $\Theta = h + ec - ep$ es la energía total del fluido por unidad de masa. En ese caso, la energía total transportada por la masa a través de la entrada o la salida (Θ_{en} o Θ_{sal}) se obtiene mediante integración. A la entrada, por ejemplo, resulta igual a

$$\Theta_{en} = \int_{m_{en}} \theta m_{en} = \int_{m_{en}} \left(h_{en} + \frac{\mathbf{V}_{en}^2}{2} + gz_{en}\right) \delta m_{en} \qquad (4\text{-}33)$$

o, en forma de relación

$$\dot{\Theta}_{en} = \dot{m}_{en}\left(h_{en} + \frac{V_{en}^2}{2} + gz_{en}\right) \tag{4-34}$$

Al repetir esto en cada entrada y salida y sustituir en las ecuaciones 4-31 y 4-32, se obtiene

$$Q - W = \sum \int_{m_{sal}} \left(h_{sal} + \frac{V_{sal}^2}{2} + gz_{sal}\right) \delta m_{sal} - \sum \int_{m_{en}} \left(h_{en} + \frac{V_{en}^2}{2} + gz_{en}\right) \delta m_{en} + \Delta E_{VC} \tag{4-35}$$

y

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{sal}\left(h_{sal} + \frac{V_{sal}^2}{2} + gz_{sal}\right) - \sum \dot{m}_{en}\left(h_{en} + \frac{V_{en}^2}{3} + gz_{en}\right) + \frac{dE_{VC}}{dt} \tag{4-36}$$

Es necesario conocer la forma en que cambian las propiedades de la masa en las entradas y en las salidas durante el proceso, para efectuar las integraciones en la ecuación 4-35. Advierta que cuando E_{VC} es constante, la ecuación 4-36, como se esperaba, se reduce a la ecuación de la energía de *flujo permanente*.

Caso especial: Procesos de flujo uniforme

En general los procesos de flujo no permanente son difíciles de analizar debido a que las integraciones en la ecuación 4-35 no son fáciles de efectuar. Sin embargo, algunos procesos de flujo no permanente pueden representarse razonablemente bien mediante otro modelo simplificado: el **proceso de flujo uniforme**. Un proceso de flujo uniforme involucra las siguientes idealizaciones que simplifican el análisis:

1 Durante el proceso en cualquier instante, el estado del volumen de control es uniforme (es el mismo en todas partes). El estado del volumen de control puede cambiar con el tiempo, pero lo hará de modo uniforme (figura 4-51). En consecuencia, el estado de la masa que sale del volumen de control en cualquier instante es el mismo que el estado de la masa en el volumen de control en ese instante. (Esta suposición contrasta con la del flujo permanente que requiere que el estado de volumen de control cambie con la posición pero no con el tiempo.)

2 Las propiedades del fluido pueden diferir de una entrada o salida a otra, aunque el flujo del fluido en una entrada o salida sea *uniforme y permanente*. Es decir, las propiedades no cambian con el tiempo o la posición sobre la sección

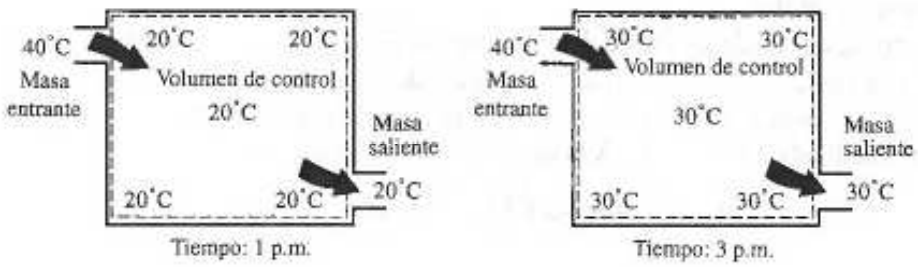


FIGURA 4-51
Un volumen de control sometido a un proceso de flujo uniforme.

transversal de una entrada o salida. Si cambian, son promediadas y tratadas como constantes para todo el proceso.

Bajo estas idealizaciones, las integraciones en la ecuación 4-35 se realizan con facilidad y la ecuación de la conservación de la energía para un proceso de flujo uniforme se transforma en

$$Q - W = \sum m_{sal}\left(h_{sal} + \frac{\mathbf{V}_{sal}^2}{2} + gz_{sal}\right) - \sum m_{en}\left(h_{en} + \frac{\mathbf{V}_{en}^2}{2} + gz_{en}\right) + (m_2e_2 - m_1e_1)_{VC} \quad (4\text{-}37)$$

Cuando los cambios de la energía cinética y potencial asociados con el volumen de control y con las corrientes del fluido son despreciables, la ecuación 4-37 se reduce a

$$Q - W = \sum m_{sal}\, h_{sal} - \sum m_{en} h_{en} + (m_2u_2 - m_1u_1)_{VC} \quad \text{(kJ)} \quad (4\text{-}38)$$

También en este caso los diferentes subíndices que aparecen en las relaciones son *en* = entrada, *sal* = salida, 1 = estado inicial y 2 = estado final del volumen de control.

Advierta que si no entra o sale masa al o del volumen de control ($m_{en} = m_{sal} = 0$), los primeros dos términos en el lado derecho de la relación anterior se eliminan y esta ecuación se reduce a la relación de la primera ley para *sistemas cerrados* (figura 4-52).

A continuación se dan breves descripciones de los diferentes términos que aparecen en esas ecuaciones:

Q = transferencia de calor total entre el volumen de control y los alrededores durante el proceso. Es negativa si el calor sale del volumen de control y cero si el volumen de control está bien aislado.

W = trabajo total asociado con el volumen de control. Incluye trabajo eléctrico, trabajo del eje e incluso trabajo de la frontera si los límites del volumen de control se mueven durante el proceso (figura 4-53). Es cero en un volumen de control que no incluye fronteras móviles, ejes o resistencias eléctricos.

m_{sal} = masa que sale del volumen de control. Es igual a cero si no sale masa del volumen de control durante el proceso.

m_{en} = masa que entra al volumen de control. Es cero si no entra masa al volumen de control durante un proceso.

$U_1 = m_1u_1$ = energía interna inicial total del volumen de control. Es cero en un volumen de control que al principio está vacío.

$U_2 = m_2u_2$ = energía interna final total del volumen de control.

No obstante que los procesos tanto de flujo permanente como de flujo uniforme son algo idealizados, muchos procesos reales pueden aproximarse mediante uno de ellos con resultados satisfactorios. El grado de satisfacción depende de la exactitud deseada y del grado de validez de las suposiciones consideradas.

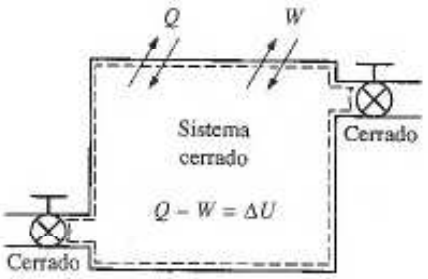


FIGURA 4-52
La ecuación de la energía de un sistema de flujo uniforme se reduce a la de un sistema cerrado cuando todas las entradas y las salidas están cerradas.

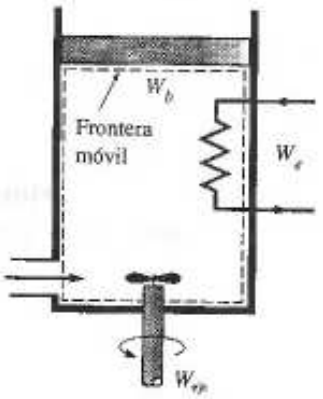


FIGURA 4-53
Un sistema de flujo uniforme puede incluir al mismo tiempo trabajo eléctrico, de eje y de frontera.

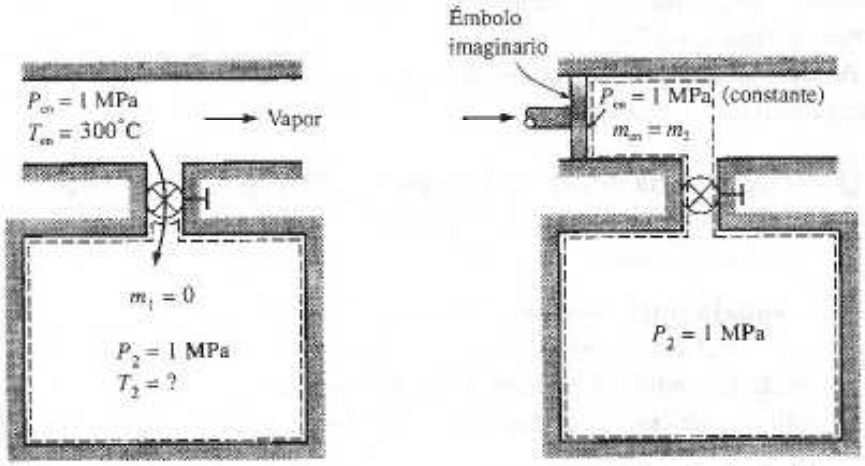
Es común que los propios ingenieros se encuentren en la posición de tener que elegir entre un análisis rápido y simple con suposiciones simplificadoras, a expensas de cierta exactitud, y un análisis preciso y profundo con suposiciones mínimas, a expensas del tiempo y de un mayor esfuerzo. La elección correcta dependerá de la situación específica.

EJEMPLO 4-10

Un tanque rígido y aislado que está vacío es conectado por medio de una válvula a una línea de alimentación que conduce vapor a 1 MPa y 300°C. Luego, al abrir la válvula el vapor fluye lentamente al interior del tanque hasta que la presión alcanza 1 MPa, punto en el cual se cierra la válvula. Determine la temperatura final del vapor en el tanque.

Solución La región dentro del tanque es el volumen de control. Sus fronteras se indican mediante las líneas interrumpidas en la figura 4-54*a*. No es un proceso permanente porque el estado del volumen de control cambia durante el proceso.

Las condiciones del vapor a la entrada durante este proceso permanecen constantes y puede suponerse que el estado dentro del volumen de control cambiará de modo uniforme, ya que el proceso de flujo sucede con lentitud. Por tanto, este proceso puede analizarse como uno de *flujo uniforme*.



a) Flujo de vapor hacia el interior de un tanque vacío

b) La equivalencia del sistema cerrado

FIGURA 4-54
Dibujo para el ejemplo 4-10.

Al inicio el tanque está vacío ($m_1 = 0$) y no sale masa del sistema ($m_{sal} = 0$). Por tanto, la ecuación de la conservación de la masa (ecuación 4-29) para este sistema de una entrada, sin salida y flujo uniforme se reduce a

$$\sum m_{en} - \sum \cancel{m}^{0}_{sal} = (m_2 - \cancel{m}^{0}_{1})_{VC}$$

$$m_{en} = m_2$$

Así, la masa final dentro del tanque es igual a la cantidad de masa que entra al tanque durante el proceso.

El tanque está aislado ($Q = 0$), no hay trabajo ($W = 0$), la energía interna inicial es cero ($U_1 = m_1 u_1 = 0$, puesto que $m_1 = 0$) y las energías cinética y potencial pueden omitirse debido a que no hay ninguna indicación de que sean signifi-

cativas. De acuerdo con lo anterior, la ecuación de la conservación de la energía (ecuación 4-38) en este caso se reduce a

$$\cancel{Q}^{0} - \cancel{W}^{0} = \sum \cancel{m_{sal} h_{sal}}^{0} - \sum m_{en} h_{en} + (m_2 u_2 - \cancel{m_1 u_1}^{0})_{VC}$$
$$0 = -m_{en} h_{en} + m_2 h_2$$

Pero $m_{en} = m_2$. De tal modo

$$u_2 = h_{en}$$

Así, la energía interna final del vapor en el tanque es igual a la entalpía del vapor que entra al tanque.

La entalpía del vapor en el estado de la entrada es

$$\left.\begin{matrix} P_{en} = 1 \text{ MPa} \\ T_{en} = 300^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_{en} = 3051.2 \text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

que es igual a u_2. Como ahora se conocen dos propiedades en el estado final, este se fija y a partir de la tabla se determina la temperatura, que en este estado será

$$\left.\begin{matrix} P_2 = 1 \text{ MPa} \\ u_2 = 3051.2 \text{ kJ/kg} \end{matrix}\right\} \quad \boldsymbol{T_2 = 456.2^\circ\text{C}}$$

Esto es, la temperatura del vapor en el tanque ha aumentado en 156.2°C. Resultado sorpresivo al principio, y es posible que le intrigue saber de dónde provino la energía para elevar la temperatura del vapor. La respuesta radica en el término de la entalpía $h = u + Pv$. Parte de la energía representada por la entalpía es la energía del flujo Pv y este flujo de energía se convierte en energía interna sensible una vez que cesa el flujo en la salida del volumen de control, y aparece como un aumento en la temperatura (figura 4-55).

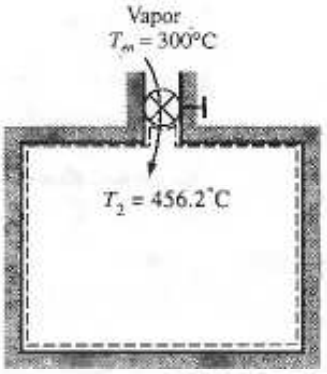


FIGURA 4-55
La temperatura del vapor aumenta de 300 a 456.2°C cuando entra a un tanque como consecuencia de que la energía del flujo se convierta en energía interna.

Solución alternativa Este problema también es resuelto si considera como un sistema cerrado a la región dentro del tanque y la masa que se destina a ingresar al mismo, como muestra la figura 4-54*b*. Puesto que no hay masa que cruce las fronteras, resulta apropiado considerar este caso como un sistema cerrado.

Durante el proceso, el vapor aguas arriba (el émbolo imaginario) empujará al vapor encerrado en la línea de alimentación hacia el interior del tanque a una presión constante de 1 MPa. En ese caso el trabajo de la frontera efectuado durante este proceso es

$$W_b = \int_1^2 P_{en} dV = P_{en}(V_2 - V_1) = P_{en}[V_{tanque} - (V_{tanque} + V_{en})] = P_{en} V_{en}$$

donde V_{en} es el volumen ocupado por el vapor antes de que entre al tanque y P_{en} es la presión en la frontera móvil (la cara del émbolo imaginario). Divida esta ecuación entre la masa m_{en} y obtenga el trabajo de la frontera por unidad de masa del vapor:

$$w_b = P_{en} v_{en}$$

Describa la ecuación de la conservación de la energía para un sistema cerrado en una base unitaria y obtenga al simplificar

$$\cancel{q}^{0} - \cancel{w_{otro}}^{0} - w_b = u_2 - u_1$$
$$u_2 = u_1 - w_b = u_{en} + P_{en} v_{en} = h_{en}$$

UNIVERSIDAD AUSTRAL Biblioteca Central VALDIVIA

ya que el estado inicial del sistema corresponde simplemente a las condiciones en la línea del vapor. Este resultado es idéntico al obtenido con el análisis de flujo uniforme. También en este caso el aumento de temperatura es causado por la energía de flujo o trabajo de flujo, la cual es la energía requerida para empujar la sustancia hacia el interior del tanque.

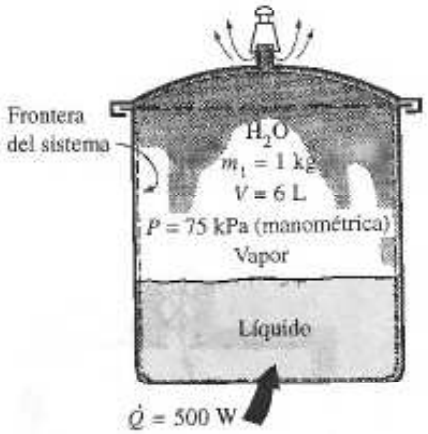


FIGURA 4-56
Dibujo para el ejemplo 4-11.

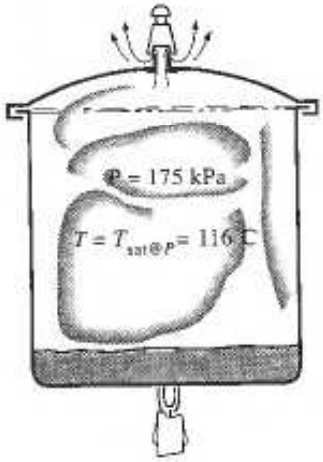


FIGURA 4-57
Mientras haya líquido en una olla de presión, hay condiciones de saturación y la temperatura permanece constante en el valor de la temperatura de saturación.

EJEMPLO 4-11

Una olla de presión es un utensilio que cuece alimentos mucho más rápido que las cacerolas ordinarias al mantener una presión y una temperatura más altas. La presión dentro de la olla es controlada por medio de un regulador de presión (válvula) que la mantiene en un nivel constante al dejar que periódicamente escape cierta cantidad de vapor, de ese modo previene cualquier incremento excesivo de presión.

Cierta olla de presión tiene un volumen de 6 L y una presión de operación de 75 kPa manométricos. Al principio, contiene 1 kg de agua. Es suministrado calor a la olla de presión a una relación de 500 W durante 30 min después de que alcanza la presión de operación. Suponga una presión atmosférica de 100 kPa y determine *a)* la temperatura a la cual sucede el cocimiento y *b)* la cantidad de agua que queda en la olla de presión al final del proceso.

Solución La elección obvia del volumen de control es la región dentro de la olla de presión, como muestra la figura 4-56. Durante el proceso suceden algunos cambios dentro del volumen de control; por ello no es de flujo permanente. Sin embargo, las propiedades del vapor que sale del volumen de control (vapor saturado a la presión de la olla) permanecen constantes durante todo el proceso de cocimiento, y las propiedades dentro del volumen de control cambian uniformemente. Por tanto, este proceso puede analizarse como uno de *flujo uniforme*.

a) La presión absoluta dentro de la olla es

$$P_{abs} = P_{manométrica} + P_{atm} = 75\ \text{kPa} + 100\text{kPa} = 175\ \text{kPa}$$

Puesto que existen condiciones de saturación en la olla todo el tiempo (figura 4-57), la temperatura de cocimiento debe ser la temperatura de saturación correspondiente a esta presión. De acuerdo con la tabla A-5, su valor es

$$T = T_{sat\,@\,175\,kPa} = \mathbf{116.06°C}$$

el cual es casi 16°C más alto que la temperatura de cocimiento ordinaria.

b) La ecuación de la conservación de la masa para este sistema de una salida sin entrada y flujo uniforme, se simplifica a

$$\sum \overset{0}{m_{en}} - \sum m_{sal} = (m_2 - m_1)_{VC}$$
$$m_{sal} = (m_1 - m_2)_{VC}$$

Esto significa que la cantidad de masa que sale de la olla es igual a la diferencia entre las masas inicial y final del vapor dentro de la olla.

No hay trabajo del eje, eléctrico o de la frontera en este proceso ($W = 0$), las energías cinética y potencial son despreciables. En estas condiciones la ecuación de la conservación de la energía (ecuación 4-38) se simplifica a

$$Q - \cancel{W}^{0} = \sum m_{sal}h_{sal} - \sum \cancel{m_{en}}^{0} h_{en} + (m_2u_2 - m_1u_1)_{VC}$$
$$Q = m_{sal}h_{sal} + (m_2u_2 - m_1u_1)_{VC}$$
$$= (m_1 - m_2)h_{sal} + (m_2u_2 - m_1u_1)_{VC}$$

La cantidad de transferencia de calor durante este proceso se encuentra de

$$Q = \dot{Q}\,\Delta t = (0.5\,\text{kJ/s})(30 \times 60\,\text{s}) = 900\,\text{kJ}$$

El vapor sale de la olla de presión todo el tiempo como vapor saturado a 175 kPa (figura 4-58). De modo que

$$h_e = h_{g\,@\,175\,\text{kPa}} = 2700.6\,\text{kJ/kg}$$

La energía interna inicial se encuentra después de determinar la calidad:

$$v_1 = \frac{V}{m_1} = \frac{0.006\,\text{m}^3}{1\,\text{kg}} = 0.006\,\text{m}^3/\text{kg}$$

$$x_1 = \frac{v_1 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.006 - 0.001}{1.004 - 0.001} = 0.005$$

Por tanto,

$$u_1 = u_f + x_1u_{fg} = 486.8 + (0.005)(2038.1)\,\text{kJ/kg} = 497.0\,\text{kJ/kg}$$

y

$$U_1 = m_1u_1 = (1\,\text{kg})(497\,\text{kJ/kg}) = 497\,\text{kJ}$$

La masa del sistema en el estado final es $m_2 = V/v_2$. Su sustitución en la ecuación de la energía produce

$$Q = \left(m_1 - \frac{V}{v_2}\right)h_e + \left(\frac{V}{v_2}u_2 - m_1u_1\right)$$

Hay dos incógnitas en esta ecuación, u_2 y v_2. De modo que es necesario relacionarlas con una sola incógnita antes de determinarlas. Suponga que en el estado final queda cierta cantidad de agua en la olla (es decir, existe con las condiciones de saturación), v_2 y u_2 pueden expresarse como

$$v_2 = v_f + x_2v_{fg} = 0.001 + x_2(1.004 - 0.001)\,\text{m}^3/\text{kg}$$
$$u_2 = u_f + x_2u_{fg} = 486.8 + x_2(2038.1)\,\text{kJ/kg}$$

Advierta que durante un proceso de ebullición a presión constante, las propiedades de cada fase permanecen constantes (sólo cambian las cantidades). Cuando estas expresiones se sustituyen en la anterior ecuación de la energía, x_2 se convierte en la única incógnita y se determina que su valor será

$$x_2 = 0.009$$

Por tanto, $v_2 = 0.001 + (0.009)(1.004 - 0.0001)\,\text{m}^3/\text{kg} = 0.010\,\text{m}^3/\text{kg}$

y

$$m_2 = \frac{V}{v_2} = \frac{0.006\,\text{m}^3}{0.01\,\text{m}^3/\text{kg}} = 0.6\,\text{kg}$$

Por consiguiente, después de 30 min quedan 0.6 kg de agua (líquido + vapor) en la olla de presión.

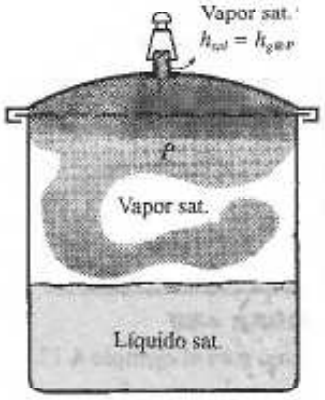


FIGURA 4-58
En una olla de presión, la entalpía del vapor que sale es $h_{g@P}$ (entalpía del vapor saturado a la presión dada).

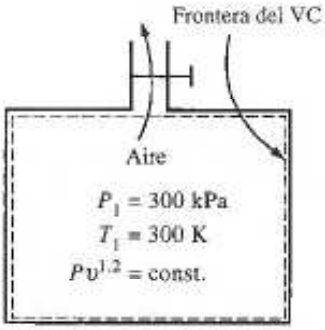


FIGURA 4-59
Dibujo para el ejemplo 4-12.

EJEMPLO 4-12

Un tanque rígido de 1 m^3 contiene aire a 300 kPa y 300 K. Al abrir una válvula el aire escapa lentamente hasta que la presión en el tanque disminuye a la presión atmosférica de 100 kPa. El aire en el tanque se somete a un proceso politrópico (Pv^n = constante) con $n = 1.2$. Determine la transferencia de calor en este proceso *a*) utilizando las suposiciones de flujo uniforme y *b*) sin utilizar las suposiciones de flujo uniforme.

Solución La elección evidente para el volumen de control es la región dentro del tanque. Las fronteras del volumen de control se indican en la figura 4-59. Éste es un proceso de flujo no permanente porque las propiedades dentro del volumen de control cambian durante él. En las condiciones especificadas, el aire puede tratarse como un *gas ideal* debido a que se encuentra a elevada temperatura y baja presión respecto de sus valores críticos ($T_{cr} = -147°C$ y $P_{cr} = 3390$ kPa para el nitrógeno, el principal constituyente del aire).

Nada de masa entra al volumen de control ($m_{en} = 0$). Por ello la ecuación de la conservación de la masa para este sistema de una salida, sin entrada y flujo no permanente se simplifica a

$$\sum \overset{0}{m_{en}} - \sum m_{sal} = (m_2 - m_1)_{VC}$$
$$m_{sal} = (m_1 - m_2)_{VC}$$

Utilizando la ecuación de gas ideal ($Pv = RT$), la relación politrópica Pv^n = constante puede expresarse también como

$$TP^{(1-n)/n} = C = \text{const.} \quad \text{o} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}$$

Entonces la temperatura final del aire en el tanque es

$$T_2 = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} = (300\text{ K})\left(\frac{100\text{ kPa}}{300\text{ kPa}}\right)^{(1.2-1)/1.2} = 249.8\text{ K}$$

Las masas inicial y final del aire en el tanque son, respectivamente,

$$m_1 = \frac{P_1V_1}{RT_1} = \frac{(300\text{ kPa})(1\text{ m}^3)}{[0.287\text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](300\text{ K})} = 3.484\text{ kg}$$

$$m_2 = \frac{P_2V_2}{RT_2} = \frac{(100\text{ kPa})(1\text{ m}^3)}{[0.287\text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](249.8\text{ K})} = 1.395\text{ kg}$$

y $$m_{sal} = (m_1 - m_2)_{VC} = (3.484 - 1.395)\text{ kg} = 2.089\text{ kg}$$

a) Bajo las suposiciones de flujo uniforme, el estado del volumen de control cambia uniformemente, y las propiedades de la masa que sale del volumen de control permanecen constantes durante el proceso. Es claro que en este proceso la segunda condición no se satisface debido a que las condiciones del aire que sale del volumen de control cambian de 300 kPa y 300 K al principio a 100 kPa y 249.8 K al final. No obstante, para aprovechar la sencillez del análisis de flujo uniforme, suponga que el aire sale del tanque a la temperatura promedio de (300 + 249.8)/2 = 274.9 K durante todo el proceso. (El error incluido en esta aproximación se determina en la siguiente parte.)

El volumen de control no implica interacciones de trabajo ($W = 0$) y las energías cinética y potencial pueden descartarse ($ec \cong 0$, $ep \cong 0$). Entonces, la

ecuación de la conservación de la energía para este sistema de una salida sin entrada y flujo uniforme se simplifica a

$$Q - \overset{0}{W} = \sum m_{sal}h_{sal} - \sum \overset{0}{m_{en}h_{en}} + (m_2u_2 - m_1u_1)_{VC}$$
$$Q = m_{sal}h_{sal} + (m_2u_2 - m_1u_1)_{VC}$$

De la tabla A-17

$$u_1 = u_{@\,300\,K} = 214.07\ \text{kJ/kg}$$
$$u_2 = u_{@\,249.8K} = 178.14\ \text{kJ/kg}$$
$$h_{sal} \cong h_{@\,T_{pro}} = h_{@\,274.9K}\ 275.02\ \text{kJ/kg}$$

La sustitución produce

$$Q = (2.089\ \text{kg})(275.02\ \text{kJ/kg}) + (1.395\text{kg})(178.14\ \text{kJ/kg}) - (3.484\ \text{kg})(214.07\ \text{kJ/kg})$$
$$= (574.5 + 248.5 - 745.8)\ \text{kJ} = \mathbf{77.2kJ}$$

Es decir durante este procesos se transfieren al aire en el tanque 772 kJ de calor. Observe que la temperatura del aire disminuye a –23°C durante proceso, lo cual sugiere que el aire comprimido a temperatura ambiente es útil para la refrigeración.

b) Ahora repita la solución sin suponer que las propiedades del aire que sale del tanque son constantes en cierto valor promedio. La solución diferirá sólo en la evaluación de la energía transportada hacia afuera del volumen de control, esto es Θ_{sal}. Su valor se determinará mediante integración de acuerdo con la ecuación 4-33:

$$\Theta_{sal} = \int_{m_{sal}} \left(h_{sal} + \frac{\overset{0}{V_{sal}^2}}{2} + g\overset{0}{z_{sal}}\right)\delta m_{sal} = \int_{m_{sal}} h_{sal}\delta m_{sal} = \int_{m_{sal}} C_pT_{sal}\delta m_{sal}$$

Advierta que esta ecuación se reduce a $\Theta_{sal} = h_{sal}m_{sal}$ cuando h_{sal} es una constante. Para efectuar la integración en la relación anterior, es necesario encontrar una relación entre T_{sal} y δm_{sal}.

La masa diferencial que sale del volumen de control δm_{sal} es igual al negativo del cambio diferencial en la masa del volumen de control:

$$m_{VC} = \frac{PV}{RT} \longrightarrow dm_{VC} = \frac{V}{R}\left(\frac{dP}{T} - \frac{P\,dT}{T^2}\right) = -\delta m_{sal} \quad \text{(puesto que } V = \text{constante)}$$

Por tanto, $\Theta_{sal} = \int_1^2 C_pT\frac{V}{R}\left(\frac{P\,dT}{T^2} - \frac{dP}{T}\right) = \int_1^2 \frac{kV}{k-1}\left(\frac{P\,dT}{T} - dP\right)$

puesto que $C_p/R = k/(k-1)$, donde k es la razón de calores específicos y T_{sal} en cualquier tiempo durante el proceso es igual a la temperatura T del aire dentro del volumen de control.

La razón de calores específicos k del aire permanece prácticamente constante durante este proceso (cambia de 1.400 a 300 K a 1.401 a 250 K); de modo que puede sacarse de la integral junto al volumen.

$$\Theta_{sal} = \frac{kV}{k-1}\left(\int_1^2 \frac{P\,dT}{T} - \int_1^2 dP\right)$$

La segunda integración es directa y produce $P_2 - P_1$. La primera integración también se efectúa fácilmente después de que P se expresa en términos de

T, con el empleo de la relación politrópica $TP^{(1-n)/n}$ = constante. Da como resultado $[(P_2 - P_1)(n-1)]/n$. Al sustituir estos resultados, se determina que Θ_{sal} será

$$\Theta_{sal} = \frac{kV(P_1 - P_2)}{(k-1)n}$$

$$\text{Por tanto, } \Theta_{sal} = \frac{1.4(1\ \text{m}^3)[(300 - 100)\ \text{kPa}]}{(1.4 - 1)(1.2)}\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3}\right) = 583.3\ \text{kJ}$$

Este resultado difiere del que produce suponer entalpía constante a la temperatura promedio (574.5 kJ) en sólo aproximadamente 1.5 por ciento. Una diferencia de esta magnitud es común en muchos procesos de flujo no permanente. En consecuencia, las aproximaciones de flujo uniforme son útiles y confiables en análisis de ingeniería, en particular cuando las propiedades no cambian mucho entre los estados inicial y final. La transferencia de calor en este caso se vuelve

$$Q = (583.3 + 248.5 - 745.8)\ \text{kJ} = 86.0\ \text{kJ}$$

4-5 ■ RESUMEN

Este capítulo estudia los principios de la conservación de la masa y de la conservación de la energía en *volúmenes de control*. La masa transporta energía, por lo que el contenido de energía cambia cuando entra o sale masa del volumen de control.

El flujo de masa a través de una sección transversal por unidad de tiempo se denomina la *relación de flujo de masa* y se denota $\dot{m}$. Se expresa como

$$\dot{m} = \rho \mathbf{V}_{pro} A \qquad (\text{kg/s}) \tag{4-5}$$

donde ρ = densidad, kg/m^3 (= $1/v$).
$\mathbf{V}_{pro}$ = velocidad promedio del fluido normal a A, m/s
A = área de la sección transversal, m^2

El volumen del fluido que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo se llama relación *de flujo de volumen* V. Está dada por

$$\dot{V} = \int_A \mathbf{V}_n dA = \mathbf{V}_{pro} A \qquad (\text{m}^3/\text{s}) \tag{4-6}$$

Las relaciones de flujo de masa y de volumen se relacionan por medio de

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \frac{\dot{V}}{v}$$

Los procesos termodinámicos que incluyen volúmenes de control son considerados en dos grupos: procesos de flujo permanente y procesos de flujo no permanente. Durante un *proceso de flujo permenente*, el fluido fluye permanentemente por el volumen de control, sin que experimente cambio con el tiempo en una posición fija. El contenido de masa y de energía del volumen de control permanece constante durante un proceso de flujo permanente. Las ecuaciones de

conservación de la masa y la energía en procesos de flujo permanente se expresan como

$$\sum \dot{m}_{en} = \sum \dot{m}_{sal} \quad \text{(kg/s)} \tag{4-14}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \underbrace{\sum \dot{m}_{sal}\left(h_{sal} + \frac{\mathbf{V}_{sal}^2}{2} + gz_{sal}\right)}_{\text{en cada salida}} - \underbrace{\sum \dot{m}_{en}\left(h_{en} + \frac{\mathbf{V}_{en}^2}{2} + gz_{en}\right)}_{\text{en cada entrada}} \quad \text{(kW)} \tag{4-19}$$

donde el subíndice *en* significa *entrada* y *sal*, *salida*. Estas son las formas más generales de las ecuaciones para procesos de flujo permanente. En sistemas de una sola corriente (una entrada, una salida) como toberas, difusores, turbinas, compresores y bombas, se simplifican a

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \text{(kg/s)} \tag{4-15}$$

$$\frac{1}{v_1}\mathbf{V}_1 A_1 = \frac{1}{v_2}\mathbf{V}_2 A_2 \tag{4-17}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\left[h_2 - h_1 + \frac{\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right] \quad \text{(kW)} \tag{4-20}$$

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{4-22}$$

$$q - w = \Delta h + \Delta \text{ec} + \Delta \text{ep} \quad \text{(kJ/kg)} \tag{4-23}$$

donde $q = \dfrac{\dot{Q}}{\dot{m}}$ (transferencia de calor por unidad de masa, kJ/kg) (4-24)

$w = \dfrac{\dot{W}}{\dot{m}}$ (trabajo efectuado por unidad de masa, kJ/kg) (4-25)

En las relaciones anteriores, los subíndices 1 y 2 denotan los estados de entrada y de salida, respectivamente.

El proceso de flujo permenente es el proceso modelo para flujo a través de toberas, difusores, turbinas, compresores, ventiladores, bombas, tuberías, válvulas de estrangulamiento, cámaras de mezcla e intercambiadores de calor.

En *procesos de flujo no permanente*, las ecuaciones de conservación de la masa y de la energía son

$$\sum m_{en} - \sum m_{sal} = (m_2 - m_1)_{\text{VC}} \quad \text{(kg)} \tag{4-29}$$

$$Q - W = \sum \int_{m_{sal}} \left(h_{sal} + \frac{\mathbf{V}_{sal}^2}{2} + gz_{sal}\right) \delta m_{sal} - \sum \int_{m_{en}} \left(h_{en} + \frac{\mathbf{V}_{en}^2}{2} + gz_{en}\right) \delta m_{en} + \Delta E_{\text{VC}} \tag{4-35}$$

Los diversos subíndices que aparecen en las ecuaciones anteriores son *en* = entrada, *sal* = salida, 1 = estado inicial y 2 estado final del volumen de control.

A menudo uno o más términos en la ecuación 4-29 son cero. Por ejemplo, $m_{en} = 0$ si no entra masa al VC durante el proceso, $m_{sal} = 0$ si no sale masa del VC durante el proceso y $m_1 = 0$ si el VC está vacío inicialmente.

En general, hay dificultad al analizar los procesos de flujo no permanente porque las integraciones en la ecuación 4-35 son difíciles de efectuar. Sin embargo, algunos procesos de flujo no permanente son representados por otros modelos simplificados llamados *proceso de flujo uniforme*. Durante este proceso, el estado del volumen de control cambia con el tiempo, pero lo hace uniformemente. Además, se supone que las propiedades del fluido en las entradas y las salidas permanecen constantes durante todo el proceso. La ecuación de la conservación de la energía en un proceso de flujo uniforme se reduce a

$$Q - W = \sum m_{sal}\left(h_{sal} + \frac{\mathbf{V}_{sal}^2}{2} + gz_{sal}\right) - \sum m_{en}\left(h_{en} + \frac{\mathbf{V}_{en}^2}{2} + gz_{en}\right) + (m_2e_2 - m_1e_1)_{VC} \quad (4\text{-}37)$$

Cuando los cambios de la energía cinética y potencial asociados con el volumen de control y las corrientes del fluido son despreciables, la ecuación 4-37 se simplifica a

$$Q - W = \sum m_{sal}h_{sal} - \sum m_{en}h_{en} + (m_2u_2 - m_1u_1)_{VC} \quad \text{(kJ)} \quad (4\text{-}38)$$

REFERENCIAS Y LECTURAS SUGERIDAS

1 A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, Nueva York, 1988.
2 W. Z. Black y J. G. Hartley, *Thermodynamics*, harper & Row, Nueva York, 1985.
3 J. R. Howell y R. O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, McGraw-Hill, Nueva York, 1987.
4 J. B. Jones y G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2a. ed., Wiley, Nueva York, 1986.
5 W. C. Reynolds y H. C. Perkins, *Engineering Thermodynamics*, 2a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1977.
6 G. J. Van Wylen y R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1985.
7 K. Wark, *Thermodynamics*, 5a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1988.

PROBLEMAS*

Análisis general de volúmenes de control

4-1C Exprese por escrito el principio de conservación de la masa para un volumen de control.

4-2C Defina las relación de flujo de masa y volumen. ¿En qué difieren?

* Se recomienda a los estudiantes contestar *todas* las preguntas de concepto "C".

4-3C Exprese por escrito el principio de la conservación de la energía para un volumen de control.

4-4C ¿Cuáles son los diferentes mecanismos para transferir energía hacia o desde un volumen de control?

4-5C ¿Qué es la energía de flujo? ¿Los fluidos en reposo poseen alguna energía de flujo?

4-6C ¿Cómo se comparan las energías de fluidos que fluyen y de fluidos en reposo? Mencione las formas específicas de la energía asociadas con cada caso.

4-7C Considere un cuarto lleno con aire caliente. En él se filtra algo de aire frío y la temperatura del aire disminuye un poco. Nada de aire escapa durante el proceso. ¿Ahora el cuarto contiene mayor o menor energía? Explique.

Procesos de flujo estable

4-8C ¿Cuándo es permanente el flujo a través de un volumen de control?

4-9C ¿Qué caracteriza a un sistema de flujo permanente?

4-10C ¿Un sistema de flujo permanente incluye trabajo de frontera?

Toberas y Difusores

4-11C Un difusor es un dispositivo adiabático que reduce la energía cinética del fluido al retardarlo. ¿Qué pasa con esa energía cinética *perdida*?

4-12C La energía cinética de un fluido aumenta cuando se acelera en una tobera adiabática. ¿De dónde proviene esa energía?

4-13C ¿Es deseable transferir calor hacia o del fluido cuando éste fluye a través de una tobera? ¿Cómo afectará la transferencia de calor a la velocidad del fluido en la salida de la tobera?

4-14 Entra aire de modo permanente en una tobera adiabática a 300 kPa, 200°C y 30 m/s y sale a 100 kPa y 180 m/s. El área de la entrada de tobera es de 80 cm². Determine *a*) la relación de flujo de masa a través de la tobera, *b*) la temperatura de salida del aire, y *c*) el área de salida de la tobera. *Respuestas: a)* 0.5304 kg/s, *b)* 184.60°C, *c)* 38.7 cm²

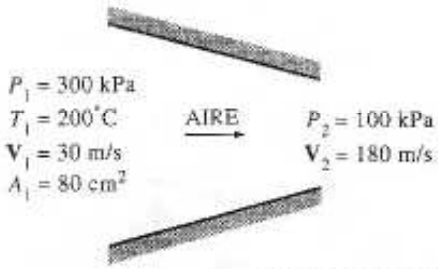


FIGURA P4-14

4-14E Entra aire de forma permanente en una tobera adiabática a 75 psia, 400°F y 100 pies/s y sale a 15 psia y 500 pies/s. El área de entrada de tobera es 20 pulg². Determine *a*) la relación de flujo de masa a través de la tobera, *b*) la temperatura de salida del aire, y *c*) el área de salida de la tobera.

4-15 Vapor a 5 MPa y 500°C entra en forma permanente a una tobera con una velocidad de 80 m/s y sale a 2 MPa y 400°C. El área de entrada a la tobera es de 50 cm² y se pierde calor a una relación de 90 kJ/s. Determine a) la relación de flujo de masa del vapor, b) la velocidad de salida del vapor y c) el área de salida de la tobera.

4-16 Entra en forma permanente dióxido de carbono en una tobera adiabática a 1 MPa y 500°C con una relación de flujo de masa de 6000 kg/h y sale a 100 kPa y 450 m/s. El área de entrada de la tobera es de 40 cm². Determine *a*) la velocidad a la entrada y *b*) la temperatura de salida.
Respuestas: a) 60.8 m/s, *b*) 685.8 K

4-17 Entra de forma permanente aire a una tobera a 300 kPa, 77°C y 50 m/s y sale a 100 kPa y 320 m/s. La pérdida de calor de la tobera se estima en 3.2 kJ/kg del aire que fluye. El área de entrada de la tobera es de 100 cm². Determine *a*) la temperatura de salida del aire, y *b*) el área de salida de la tobera.
Respuestas: a) 24.2°C, *b*) 39.7 cm²

4-17E Entra de modo permanente aire a una tobera a 50 psia, 140°F y 150 pies/s y sale a 14.7 psia y 900 pies/s. La pérdida de calor de la tobera se estima igual a 6.5 Btu/lbm del aire que fluye. El área de entrada a la tobera es de 0.1 pies². Determine *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) el área de salida de la tobera. *Respuestas: a*) 441.7 R, *b*) 0.0417 pies²

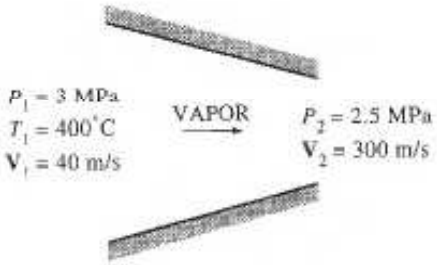


FIGURA P4-19

4-18 Refrigerante 12 entra de forma permanente a 700 kPa y 100°C en una tobera adiabática con una velocidad de 20 m/s y sale a 300 kPa y 30°C. Determine *a*) la velocidad de salida y *b*) la razón de las áreas de entrada y de salida A_1/A_2.

4-19 Vapor a 3 MPa y 400°C entra de manera permanente a una tobera adiabática con una velocidad de 40 m/s y sale a 2.5 MPa y 300 m/s. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la razón de las áreas de entrada y de salida A_1/A_2.

4-19E Vapor a 500 psia y 900°F entra de manera permanente a una tobera adiabática con una velocidad de 120 pies/s y sale a 400 psia y 900 pies/s. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la razón de las áreas de entrada y de salida A_1/A_2.

4-20 Aire a 600 kPa y 500 K entra a una tobera adiabática que tiene una razón de áreas de entrada a salida de 2:1 con una velocidad de 120 m/s y sale con una velocidad de 380 m/s. Determine *a*) la temperatura de salida, y *b*) la presión de salida del aire. *Respuestas: a*) 436.5 K, *b*) 330.8 kPa

4-21 Aire a 80 kPa y 127°C entra de manera permanente a un difusor adiabático a una relación de 6 000 kg/h y sale a 100 kPa. La velocidad de la corriente de aire se reduce de 230 a 30 m/s cuando pasa por el difusor. Encuentre *a*) la temperatura de salida del aire, y *b*) el área de salida del difusor.

4-22 Aire a 80 kPa y –8°C entra de manera permanente a un difusor adiabático con una velocidad de 200 m/s y sale con una velocidad baja a una presión de 95 kPa. El área de salida del difusor es 5 veces el área de entrada. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la velocidad de salida del aire.

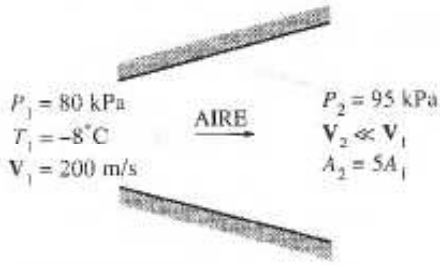


FIGURA P4-22

4-22E Aire a 13 psia y 20°F entra de forma permanente a un difusor adiabático con una velocidad de 600 pies/s y sale con una velocidad baja a una presión de 14.5 psia. El área de salida del difusor es 5 veces el área de entrada. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la velocidad de salida del aire.

4-23 Aire a 80 kPa, 27°C y 220 m/s entra a un difusor a una relación de 2.5 kg/s y sale a 42°C. El área de salida del difusor es de 400 cm². El aire pierde calor a una relación de 18 kJ/s durante este proceso. Determine *a*) la velocidad de salida y *b*) la presión de salida del aire.
Respuestas: a) 62.0 m/s, *b*) 91.1 kPa.

4-24 Gas nitrógeno a 60 kPa y 7°C entra de forma permanente a un difusor adiabático con una velocidad de 200 m/s y sale a 85 kPa y 22°C. Determine *a*) la velocidad de salida del nitrógeno y *b*) la razón de las áreas de entrada y salida A_1/A_2.

4-25 Refrigerante 12 entra de manera permanente a un difusor como vapor saturado a 700 kPa con una velocidad de 140 m/s y sale a 800 kPa y 40°C. El refrigerante gana calor a una relación de 3 kJ/s cuando pasa a través del difusor. Si el área de salida es 80 por ciento más grande que el área de entrada, determine *a*) la velocidad de salida, y *b*) la relación de flujo de masa del refrigerante.
Respuestas: a) 71.0 m/s, *b*) 59.4 kg/s

Turbinas y compresores

4-26C Considere una turbina adiabática que opera de forma permanente. ¿La salida de trabajo de la turbina tiene que ser igual a la disminución en la energía del vapor que fluye por ella?

4-27C Considere una turbina de vapor que opera en un proceso de flujo permanente. ¿Usted esperaría que las temperaturas a la entrada y a la salida de la turbina sean las mismas?

4-28C Considere un compresor de aire que opera en un proceso de flujo permanente. ¿Usted esperaría que la densidad del aire sea la misma a la entrada y a la salida del compresor?

4-29C Considere un compresor de aire que opera en un proceso de flujo permanente. ¿De qué modo compararía las relaciones de flujo de volumen del aire a la entrada y a la salida del compresor?

4-30C ¿Aumentará la temperatura del aire cuando se comprime mediante un compresor adiabático? ¿Por qué?

4-31C Alguien propone el siguiente sistema para enfriar una casa en el verano: comprimir el aire del exterior, dejar que se enfríe de nuevo a la temperatura del exterior, pasarlo por una turbina y descargar el aire frío que sale de la turbina dentro de la casa. Desde la termodinámica, ¿es correcto el sistema propuesto?

4-32 Fluye vapor en estado permanente a través de una turbina adiabática. Las condiciones de entrada del vapor son 10 MPa, 450°C y 80 m/s, y las de salida son 10 kPa, 92 por ciento de calidad y 50 m/s. La relación de flujo de masa del vapor es 12 kg/s. Determine *a*) el cambio en la energía cinética, *b*) la salida de potencia y *c*) el área de la entrada de la turbina.
Respuestas: a) −1.95 kJ/kg, *b*) 10.2 MW, *c*) 0.00446 m².

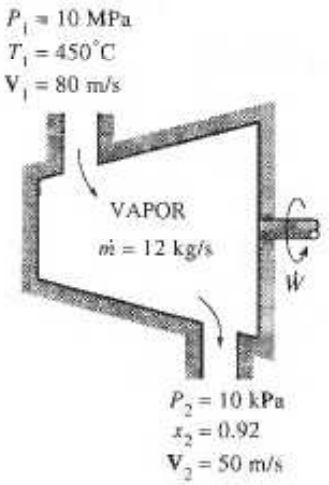


FIGURA P4-32

4-33 Entra vapor a una turbina adiabática a 10 MPa y 400°C y sale a 20 kPa con una calidad de 90 por ciento. Sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, determine la relación de flujo de masa requerida para una salida de potencia de 5 MW. *Respuesta:* 6.919 kg/s

4-33E Entra vapor a una turbina adiabática a 1250 psia y 800°F y sale a 5 psia con una calidad de 90 por ciento. Sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, determine la relación de flujo de masa requerida para una salida de potencia de 1 MW. *Respuesta:* 2.75 lbm/s

4-34 Fluye vapor de forma permanente por una turbina a una realción de 25 000 kg/h; entra a 8 MPa y 450°C y sale a 30 kPa como vapor saturado. Si la potencia generada por la turbina es 4 MW, determine la relación de pérdida de calor del vapor. *Respuesta:* 491 kW

4-34E Fluye vapor de manera permanente por una turbina a una relación de 45 000 lbm/h; entra a 1000 psia y 900°F y sale a 5 psia como vapor saturado. Si la potencia generada por la turbina es 4 MW, determine la relación de pérdida de calor del vapor.

4-35 Entra vapor a una turbina adiabática a 10 MPa y 500°C a una relación de 3 kg/s y sale a 20 kPa. Si la salida de potencia de la turbina es 2 MW, determine la temperatura del vapor a la salida de la turbina. Desprecie los cambios en la energía cinética. *Respuesta:* 110.8°C

4-35E Entra vapor a una turbina adiabática a 1000 psia y 900°F a una relación de 10 lbm/s y sale a 5 psia. Si la salida de potencia de la turbina es 2 MW, determine la temperatura del vapor (o la calidad, si es saturado) a la salida de la turbina. Desprecie los cambios en la energía cinética.

4-36 Gas argón entra de forma permanente a una turbina adiabática a 900 kPa y 450°C con una velocidad de 80 m/s y sale a 150 kPa con una velocidad de 150 m/s. El área de entrada a la turbina es de 60 cm^2. Si la salida de potencia de la turbina es 250 kW, determine la temperatura de salida del argón.
Respuesta: 267°C

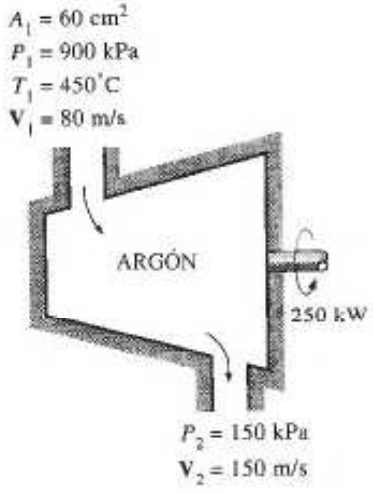


FIGURA P4-36

4-37 Fluye aire de manera permanente por una turbina adiabática; entra a 1 MPa, 500°C y 120 m/s y sale a 150 kPa, 150°C y 250 m/s. El área de entrada a la turbina es de 80 cm^2. Determine *a*) la relación de flujo de masa del aire y *b*) la salida de potencia de la turbina.

4-37E Fluye aire de forma permanente por una turbina adiabática; entra a 150 psia, 900°F y 350 pies/s y sale a 20 psia, 300°F y 700 pie/s. El área de entrada a la turbina es de 0.1 pies^2. Determine *a*) la relación de flujo de masa del aire, y *b*) la salida de potencia de la turbina.

4-38 Entra refrigerante 12 a un compresor adiabático como vapor saturado a –20°C y sale a 0.7 MPa y 70°C. La relación de flujo de masa del refrigerante es 1.2 kg/s. Determine *a*) la entrada de potencia del compresor y *b*) la relación de flujo de volumen del refrigerante a la entrada del compresor.

4-39 Entra aire al compresor de una planta de turbina de gas a condiciones ambiente de 100 kPa y 25°C con una velocidad baja y sale a 1 MPa y 347°C con

una velocidad de 90 m/s. El compresor se enfría a razón de 1500 kJ/min y la entrada de potencia al compresor es de 250 kW. Determine la relación de flujo de masa del aire a través del compresor. *Respuesta:* 0.680 kg/s

4-40 Es comprimido aire de 100 kPa y 22°C a una presión de 1 MPa mientras se enfría a una relación de 16 kJ/kg al circular agua por la caja del compresor. La relación de flujo de volumen del aire en las condiciones de la entrada es de 150 m³/min y la entrada de potencia al compresor es de 500 kW. Determine *a*) la relación de flujo de masa del aire, y *b*) la temperatura a la salida del compresor. *Respuestas: a*) 2.95 kg/s, *b*) 174°C

4-40E Es comprimido aire de 14.7 psia y 60°F a una presión de 150 psia mientras se enfría a una relación de 10 Btu/lbm al circular agua por la caja del compresor. La relación de flujo de volumen del aire a las condiciones de la entrada es de 5000 pies³/min y la entrada de potencia al compresor es de 700 hp. Determine *a*) la relación de flujo de masa del aire y *b*) la temperatura a la salida del compresor. *Respuestas: a*) 6.36 lbm/s, *b*) 781 R

4-41 Al comprimir helio de 120 kPa y 310 K a 700 kPa y 430 K, hay una pérdida de calor de 20 kJ/kg durante el proceso. Descarte los cambios en la energía cinética, y determine la entrada de potencia requerida para una relación de flujo de masa de 90 kg/min.

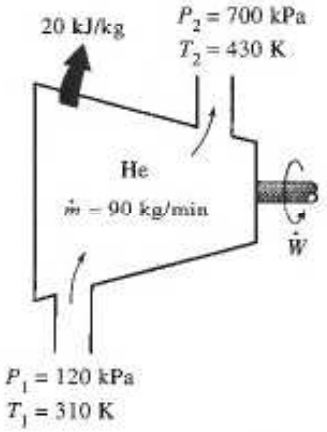


FIGURA P4-41

4-42 Entra bióxido de carbono a un compresor adiabático a 100 kPa y 300 K a una relación de 0.5 kg/s y sale a 600 kPa y 450 K. Sin tomar en cuenta los cambios en la energía cinética, determine *a*) la relación de flujo de volumen del bióxido de carbono a la entrada del compresor y *b*) la entrada de potencia al compresor. *Respuestas: a*) 0.28 m³/s, *b*) 68.8 kW

Válvulas de estrangulamiento

4-43C ¿Por qué los dispositivos de estrangulamiento se emplean comúnmente en aplicaciones de refrigeración y de acondicionamiento de aire?

4-44C Durante un proceso de estrangulamiento, la temperatura de un fluido disminuye de 30 a –20°C. ¿Este proceso sucede de modo adiabático?

4-45C ¿Usted esperaría que la temperatura del aire disminuyera cuando es sometido a un proceso de estrangulamiento de flujo permanente?

4-46C ¿Usted esperaría que la temperatura de un líquido cambie al ser estrangulado? ¿Cómo?

4-47 Refrigerante 12 es estrangulado del estado de líquido saturado a 800 kPa hasta una presión de 140 kPa. Determine la disminución de temperatura durante el proceso y el volumen específico final del refrigerante.
Respuestas: 54.65°C, 0.0375 m³/kg

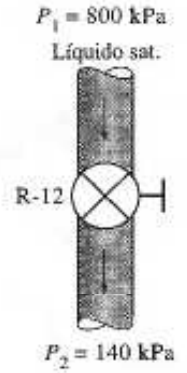


FIGURA P4-47

4-48 Refrigerante 12 a 800 kPa y 25°C es estrangulado hasta una temperatura de –20°C. Determine la presión y la energía interna del refrigerante en el estado final. *Respuestas:* 151 kPa, 55.3 kJ/kg

4-48E Refrigerante 12 a 120 psia y 90°F es estrangulado hasta una temperatura de 0°F. Determine la presión y la energía interna del refrigerante en el estado final. *Respuestas:* 23.85 psia, 26.6 Btu/lbm

4-49 Una válvula bien aislada sirve para estrangular vapor de 8 MPa y 500°C a 6 MPa. Determine la temperatura final del vapor. *Respuesta:* 490.1°C

4-50 Aire a 2 MPa y 30°C es estrangulado hasta la presión atmosférica de 100 kPa. Determine la temperatura final del aire.

4-50E Aire a 200 psia y 90°F es estrangulado hasta la presión atmosférica de 14.7 psia. Determine la temperatura final del aire.

Cámaras de mezcla e intercambiadores de calor

4-51C Al mezclar dos corrientes de fluido en una cámara de mezcla, ¿la temperatura de la mezcla es menor que la temperatura de ambas corrientes? ¿Cómo?

4-52C Considere un proceso de mezcla de flujo permanente. ¿En qué condiciones la energía transportada hacia el interior del volumen de control por medio de las corrientes entrantes será igual a la energía transportada hacia afuera por la corriente saliente?

4-53C Considere un intercambiador de flujo permante que incluye dos corrientes de fluido diferentes. ¿En qué condiciones la cantidad de calor perdida por un fluido será igual a la cantidad de calor ganada por el otro?

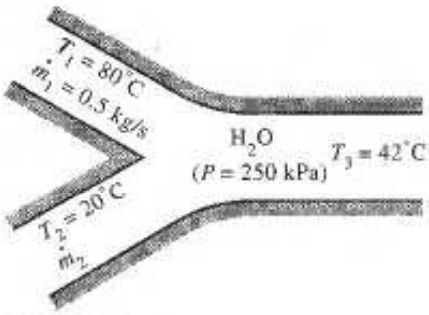


FIGURA P4-54

4-54 Una corriente de agua caliente a 80°C entra a una cámara de mezcla con una relación de flujo de masa de 0.5 kg/s donde se mezcla con una corriente de agua fría a 20°C. Si desea que la mezcla salga de la cámara a 42°C, determine la relación de flujo de masa de la corriente de agua fría. Suponga que todas las corrientes están a la misma presión de 250 kPa. *Respuesta:* 0.864 kg/s

4-54E Una corriente de agua caliente a 180°F entra a una cámara de mezcla con una relación de flujo de masa de 2 lbm/s donde se mezcla con una corriente de agua fría a 60°F. Si se desea que la mezcla salga de la cámara a 110°F, determine la relación de flujo de masa de la corriente de agua fría. Suponga que todas las corrientes están a la misma presión de 50 psia. *Respuesta:* 2.80 lbm/s

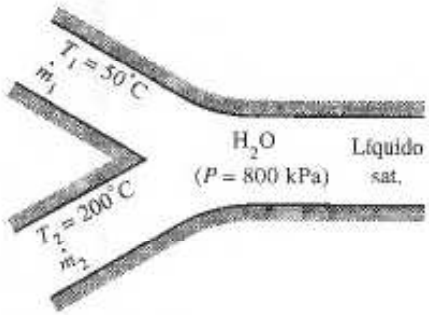


FIGURA P4-56

4-55 Se calienta agua líquida a 300 kPa y 20°C en una cámara mezclándola con vapor sobrecalentado a 300 kPa y 300°C. Entra agua fría a la cámara a una relación de 1.8 kg/s. Si la mezcla sale de la cámara a 60°C, determine la relación de flujo de masa requerida del vapor sobrecalentado. *Respuesta:* 0.107 kg/s

4-56 En las centrales eléctricas de vapor, se utilizan calentadores de agua de alimentación abiertos para calentar el agua de alimentación mezclándola con el vapor que se extrae de la turbina en alguna etapa intermedia. Considere un calentador de agua de alimentación abierto que opera a una presión de 800 kPa. Se va a calentar agua de alimentación a 50°C y 800 kPa con vapor sobrecalentado a 200°C y 800 kPa. En un calentador de agua de alimentación ideal, la mezcla

sale del calentador como líquido saturado a la presión del agua de alimentación. Determine la razón de las relaciones de flujo de masa del agua de alimentación y del vapor sobrecalentado para este caso. *Respuesta:* 4.14

4-57 Agua a 25°C y 300 kPa es calentada en una cámara mezclándola con vapor de agua saturado a 300 kPa. Si ambas corrientes entran a la cámara de mezclado a la misma relación de flujo de masa, determine la temperatura y la calidad de la corriente que sale.

4-57E Agua a 50°F y 50 psia es calentada en una cámara al mezclarla con vapor de agua saturado a 50 psia. Si ambas corrientes entran a la cámara de mezclado a la misma relación de flujo de masa, determine la temperatura y la calidad de la corriente que sale. *Respuestas:* 281°F, 0.374

4-58 Una corriente de refrigerante 12 a 1 MPa y 12°C es mezclada con otra corriente a 1 MPa y 60°C. Si la relación de flujo de masa de la corriente fría es el doble de la caliente, determine la temperatura y la calidad de la corriente de salida.

4-59 Refrigerante 12 a 1 MPa y 80°C es enfriado a 1 MPa y 30°C en un condensador por medio de aire. Éste entra a 100 kPa y 27°C con una relación de flujo de volumen de 800 m³/min y sale a 95 kPa y 60°C. Determine la relación de flujo de masa del refrigerante. *Respuesta:* 183.1 kg/min

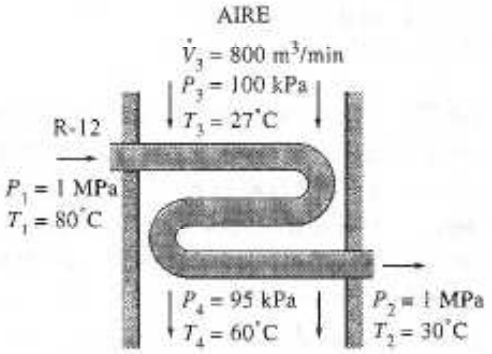


FIGURA P4-59

4-60 Entra aire a la sección del evaporador de un acondicionador de aire tipo ventana a 100 kPa y 27°C con una relación de flujo de volumen de 12 m³/min. Entra al evaporador refrigerante 12 a 140 kPa con una calidad de 30 por ciento a una relación de 2 kg/min y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine: *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) la relación de transferencia de calor del aire. *Respuestas: a*) 10.8°C, *b*) 226.5 kJ/min

4-60E Entra aire a la sección del evaporador de un acondicionador de aire tipo ventana a 14.7 psia y 90°F con una relación de flujo de volumen de 200 pies³/min. Entra al evaporador refrigerante 12 a 20 psia con una calidad de 30 por ciento a una relación de 4 lbm/min y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine: *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) la relación de transferencia de calor del aire. *Respuestas: a*) 33.7°F, *b*) 195 Btu/min

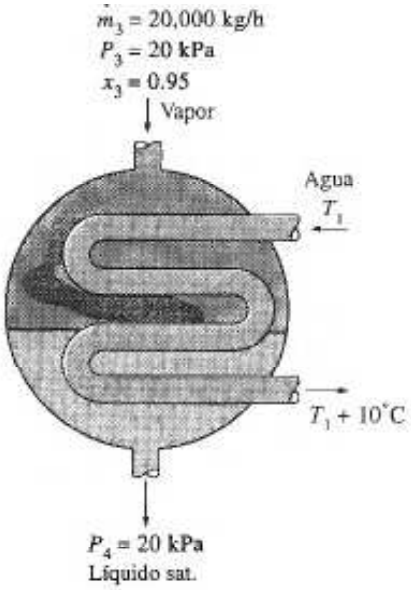


FIGURA P4-63

4-61 Refrigerante 12 a 800 kPa, 70°C y 8 kg/min es enfriado por medio de agua en un condensador hasta que existe como un líquido saturado a la misma presión. El agua de enfriamiento entra al condensador a 300 kPa y 15°C y sale a 30°C a la misma presión. Determine la relación de flujo de masa del agua de enfriamiento requerida para enfriar el refrigerante. *Respuesta:* 20.5 kg/min

4-62 En un sistema de calefacción de vapor, el aire es calentado cuando pasa sobre algunos tubos en los cuales fluye vapor de forma permanente. El vapor entra al intercambiador de calor a 200 kPa y 200°C a una relación de 8 kg/min y sale a 180 kPa y 100°C. El aire entra a 100 kPa y 25°C y sale a 47°C. Determine la relación de flujo de volumen del aire a la entrada. *Respuesta:* 758 m^3/min

4-62E En un sistema de calefacción de vapor, el aire es calentado cuando pasa sobre algunos tubos en los cuales fluye vapor de forma permanente. El vapor entra al intercambiador de calor a 30 psia y 400°F a una relación de 15 lbm/min y sale a 25 psia y 212°F. El aire entra a 14.7 psia y 80°F y sale a 130°F. Determine la relación de flujo de volumen del aire a la entrada.

4-63 Entra vapor en el condensador de una central termoeléctrica a 20 kPa y una calidad de 95 por ciento con una relación de flujo de masa de 20 000 kg/h. Se va a enfriar con el agua de un río cercano, la cual circulará por los tubos dentro del condensador. Para evitar la contaminación térmica, no se permite que el agua del río sufra un aumento de temperatura mayor a 10°C. Si el vapor va a salir del condensador como líquido saturado a 20 kPa, determine la relación de flujo de masa del agua de enfriamiento requerida.
Respuesta: 17 866 kg/min

4-63E Entra vapor en el condensador de una central termoeléctrica a 3 psia y una calidad de 95 por ciento con una relación de flujo de masa de 40 000 lbm/h. Se va a enfriar con el agua de un río cercano, la cual circulará por los tubos dentro del condensador. Para evitar la contaminación térmica, no se permite que el agua del río sufra un aumento de temperatura mayor a 18°F. Si el vapor va a salir del condensador como líquido saturado a 3 psia, determine la relación de flujo de masa del agua de enfriamiento requerida.

Flujo en tuberías y ductos

4-64 Un cuarto de 5 m × 6 m × 8 m es calentado por medio de un calentador de resistencia eléctrica ubicado en un ducto corto en el cuarto. Al principio el cuarto está a 15°C y la presión atmosférica local es de 98 kPa. El cuarto pierde calor de manera permanente hacia los alrededores a una relación de 200 kJ/min. Un ventilador de 200 W circula el aire de forma permanente a través del ducto y el calentador eléctrico a una relación de flujo promedio de masa de 50 kg/min. El ducto puede suponerse adiabático y no hay aire que se filtre hacia adentro o hacia afuera del cuarto. Si se necesitan 15 min para que el aire del cuarto alcance una temperatura promedio de 25°C, encuentre *a*) la potencia nominal del calentador eléctrico, y *b*) el aumento de temperatura que el aire experimenta cada vez que pasa por el calentador.

4-65 Una casa tiene un sistema de calefacción eléctrico compuesto por un ventilador de 300 W y un elemento de calefacción de resistencia eléctrica situado en un ducto. El aire fluye de forma permanente por el ducto a una relación de 0.6 kg/s y experimenta un aumento de temperatura de 5°C. La relación de pérdida de calor del aire en el ducto se estima de 400 W. Determine la potencia nominal del elemento de calefacción de resistencia eléctrica. *Respuesta:* 3.12 kW

4-65E Una casa tiene un sistema de calefacción eléctrico compuesto por un ventilador de 300 W y un elemento de calefacción de resistencia eléctrica situado en un ducto. El aire fluye de forma permanente por el ducto a una relación de 1 lbm/s y experimenta un aumento de temperatura de 10°F. La relación de pérdida de calor del aire en el ducto se estima en 0.2 Btu/s. Determine la potencia nominal del elemento de calefacción de resistencia eléctrica.

4-66 Una secadora de pelo básicamente es un ducto en el que se colocan unas cuantas capas de resistencia eléctricas. Un pequeño ventilador empuja el aire y lo obliga a pasar por las resistencias donde se calienta. Entra aire en una secadora de pelo de 1200 W a 10 kPa y 22°C y sale a 47°C. El área de la sección transversal de la secadora de pelo en la salida es de 60 cm². Desprecie la potencia consumida por el ventilador y las pérdidas térmicas en las paredes de la secadora de pelo, y determine *a*) la relación de flujo de volumen del aire a la entrada y *b*) la velocidad del aire a la salida. *Respuestas: a*) 0.0404 m³/kg, *b*) 7.31 m/s

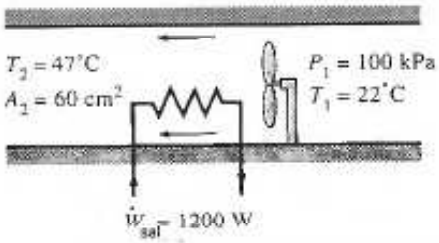


FIGURA P4-66

4-67 Los ductos de un sistema de calefacción de aire pasan por un área no calentada. Como consecuencia de las pérdidas térmicas, la temperatura del aire en el ducto disminuye a 4°C. Si la relación de flujo de masa del aire es de 120 kg/min, determine la relación de pérdida de calor del aire al ambiente frío.

4-68 Entra aire en el ducto de un sistema de aire acondicionado a 105 kPa y 12°C a una relación de flujo de volumen de 12 m³/min. El diámetro del ducto es de 20 cm y el calor se transfiere al aire en los alrededores del ducto a una relación de 2 kJ/s. Determine *a*) la velocidad del aire en la entrada del ducto y *b*) la temperatura del aire en la salida. *Respuestas: a*) 6.37 m/s, *b*) 19.74°C

4-68E Entra aire en el ducto de un sistema de aire acondicionado a 15 psia y 50°F a una relación de flujo de volumen de 450 pies³/min. El diámetro del ducto es de 10 pulg y el calor se transfiere al aire en los alrededores del ducto a una relación de 2 Btu/s. Determine *a*) la velocidad del aire en la entrada del ducto, y *b*) la temperatura del aire en la salida.

4-69 Se calienta agua mediante un calentador de resistencia eléctrica de 7 kW. Si el agua entra al calentador de manera permanente a 15°C y sale a 70°C, determine la relación de flujo de masa del agua.

4-69E En un tubo aislado de diámetro constante se calienta agua mediante un calentador de resistencia eléctrica de 10kW. Si el agua entra al calentador de manera permanente a 50°F y sale a 170°F, determine la relación de flujo de masa del agua.

4-70 Desde un pozo se bombea agua hasta la parte superior de un edificio de 200 m de altura. Se dispone de una bomba de 15 kW en el sótano del edificio y el nivel de la superficie del agua en el pozo es de 40 m por debajo del nivel del

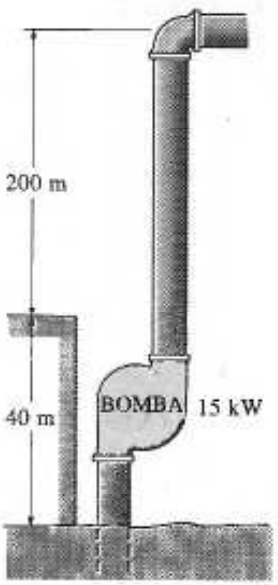


FIGURA P4-70

suelo. Descarte cualquier transferencia de calor y efectos friccionantes, y determine la relación de flujo máxima del agua que puede mantenerse por medio de esta bomba.

4-71 Entra vapor a una tubería horizontal larga con un diámetro de entrada $D_1 = 12$ cm a 1 MPa y 250°C con una velocidad de 2 m/s. Aguas abajo, las condiciones son 800 kPa y 200°C y el diámetro es $D_2 = 10$ cm. Determine *a)* la relación de flujo de masa del vapor y *b)* la relación de transferencia de calor. *Respuestas: a)* 0.0972 kg/s, *b)* −10.04 kJ/s

4-72 Una bomba de 5 kW es utilizada para aumentar la elevación del agua de un lago hasta 25 m a partir de la superficie libre del mismo. La entrada de la tubería se encuentra 2 m abajo de la superficie libre. La temperatura del agua aumenta en 0.05°C durante este proceso como resultado de los efectos friccionantes. Desprecie cualquier transferencia de calor y los cambios en la energía cinética, y determine la relación de flujo de masa del agua. *Respuesta:* 11.0 kg/s

4-72E Una bomba de 5 hp es utilizada para aumentar la elevación del agua de un lago hasta 75 pies a partir de la superficie libre del mismo. La entrada de la tubería se encuentra 6 pies abajo de la superficie libre. La temperatura del agua aumenta en 0.1°F durante este proceso como resultado de los efectos friccionantes. Desprecie cualquier transferencia de calor y los cambios en la energía cinética, y determine la relación de flujo de masa del agua.

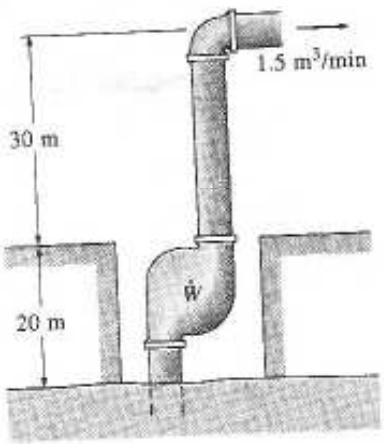


FIGURA P4-73

4-73 La superficie libre del agua en un pozo está a 20 m abajo del nivel del suelo. El agua se va a bombear de forma permanente hasta una altura sobre el nivel del suelo de 30 m. Desprecie cualquier transferencia de calor, cambios en la energía cinética y efectos friccionantes, y determine la entrada de potencia a la bomba requerida para un flujo permanente de agua a una relación de 1.5 m^3/min. *Respuesta:* 12.3 kW

4-73E La superficie libre del agua en un pozo está a 60 pies abajo del nivel del suelo. El agua se va a bombear de manera permanente hasta una altura sobre el nivel del suelo de 100 pies. Desprecie cualquier transferencia de calor, cambios en la energía cinética y efectos friccionantes, y determine la entrada de potencia a la bomba requerida para un flujo permanente de agua a una relación de 50 $pies^3$/min. *Respuesta:* 15.1 hp

Procesos de flujo no permanente

4-74C ¿La cantidad de masa que entra a un volumen de control tiene que ser igual a la cantidad de masa que sale durante un proceso de flujo no permanente? ¿Qué sucede con las cantidades de energía que entran y salen?

4-75C ¿En qué condiciones un proceso de flujo no permanente es aproximado como un proceso de flujo uniforme?

4-76C ¿Un sistema de flujo uniforme incluye trabajo de frontera?

4-77C La válvula de un tanque rígido adiabático, inicialmente vacío, se abre y fluye hacia su interior aire a 30°C. Cuando la presión dentro del tanque alcanza la presión atmosférica, la temperatura del aire en el tanque aumenta a 150°C. Explique qué causa el aumento de la temperatura del aire.

4-78C Cuando una lata que contiene refrigerante a 500 kPa y 25°C se abre ligeramente y el refrigerante escapa, se forma una capa de hielo fuera de la lata. Explique cómo sucede esto.

4-79C La válvula de un recipiente rígido y aislado que contiene aire a una presión elevada se abre ligeramente, así un poco de aire escapa. ¿La temperatura del aire en el tanque cambiará durante este proceso? ¿Cómo?

Procesos de carga

4-80 Considere una botella rígida y vacía de 5 L que está rodeada por la atmósfera a 100 kPa y 17°C. Una válvula en el cuello de la botella es abierta y el aire atmosférico circula hacia el interior de la botella. A la larga el aire atrapado en la botella alcanza el equilibrio térmico con la atmósfera debido a la transferencia de calor a través de la pared de la botella. La válvula permanece abierta durante el proceso de modo que el aire atrapado alcanza también el equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine la transferencia de calor neta a través de la pared de la botella durante este proceso de llenado. *Respuesta:* –0.5 kJ

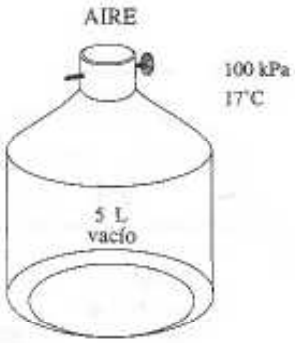


FIGURA P4-80

4-81 Un tanque rígido aislado está en principio vacío. Al abrir una válvula ingresa aire atmosférico a 95 kPa y 17°C hasta que la presión en el tanque llega a 95 kPa, punto en el cual se cierra la válvula. Determine la temperatura final del aire en el tanque. Suponga calores específicos constantes.
Respuesta: 406 K

4-82 Un tanque rígido de 2 m^3 contiene inicialmente aire a 100 kPa y 22°C. El tanque se conecta a una línea de alimentación mediante una válvula. En la línea de alimentación fluye aire a 600 kPa y 22°C. La válvula es abierta y el aire entre en el tanque hasta que la temperatura en éste alcanza la presión de la línea, punto en el cual se cierra la válvula. Un termómetro colocado en el tanque indica que la temperatura del aire en el estado final es de 77°C. Determine: *a*) la masa del aire que ha entrado en el tanque y *b*) la cantidad de transferencia de calor. *Respuestas: a*) 9.58 kg, *b*) –339.4 kJ

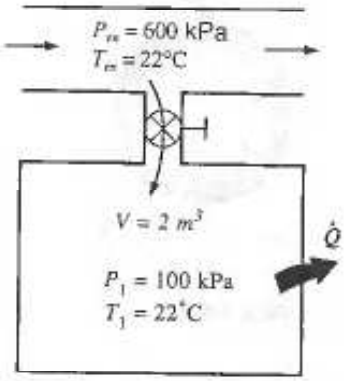


FIGURA P4-82

4-82E Un tanque rígido de 70 $pies^3$ contiene inicialmente aire a 14.7 psia y 80°F. El tanque se conecta a una línea de alimentación mediante una válvula. En la línea de alimentación fluye aire a 75 psia y 80°F. La válvula es abierta y el aire entra en el tanque hasta que la temperatura alcanza la presión de la línea, punto en el cual se cierra la válvula. Un termómetro colocado en el tanque indica que la temperatura del aire en el estado final es de 140°F. Determine: *a*) la masa del aire que ha entrado en el tanque y *b*) la cantidad de transferencia de calor. *Respuestas: a*) 18.48 lbm, *b*) –441 Btu

4-83 Un tanque rígido de 0.2 m^3 contiene inicialmente refrigerante 12 a 8°C, 50 por ciento de la masa está en la fase vapor y el resto en la líquida. El tanque es conectado por medio de una válvula a una línea de alimentación donde fluye de manera permanente refrigerante a 1 MPa y 120°C. Después la válvula es abierta ligeramente y se deja que el refrigerante ingrese en el tanque. Cuando la presión alcanza 800 kPa todo el refrigerante en el tanque existe sólo en la fase vapor. En este punto se cierra la válvula. Determine *a*) la temperatura final en el

tanque, *b*) la masa del refrigerante que ha entrado al tanque, y *c*) la transferencia de calor entre el sistema y los alrededores.

4-84 Un tanque rígido de 0.1 m^3 contiene inicialmente vapor de agua saturado a 120°C. El tanque es conectado por medio de una válvula a una línea de alimentación que conduce vapor a 1 MPa y 300°C. Después es abierta la válvula y el vapor entra al tanque. La transferencia de calor se lleva a cabo con los alrededores de manera que la temperatura en el tanque permanece constante en 120°C todo el tiempo. La válvula se cierra cuando se observa que la mitad del volumen del tanque es ocupada por el agua líquida. Determine: *a*) la presión final en el tanque, *b*) la cantidad de vapor que ha entrado en el mismo y *c*) la cantidad de transferencia de calor.

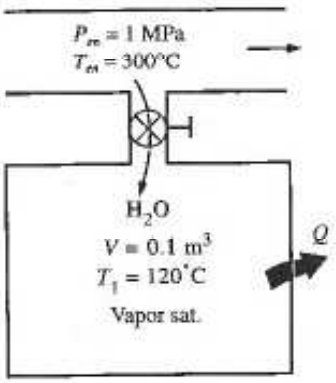


FIGURA P4-84

4-84E Un tanque rígido de 4 $pies^3$ contiene al inicio vapor de agua saturado a 250°F. El tanque es conectado por medio de una válvula a una línea de alimentación que conduce vapor a 160 psia y 400°F. Después es abierta la válvula y el vapor entra al tanque. La transferencia de calor se lleva a cabo con los alrededores de manera que la temperatura en el tanque permanece constante en 250°F todo el tiempo. La válvula se cierra cuando se observa que la mitad del volumen del tanque es ocupada por el agua líquida. Determine: *a*) la presión final en el tanque, *b*) la cantidad de vapor que ha entrado en el mismo y *c*) la cantidad de transferencia de calor.

Respuestas: a) 29.82 psia, *b*) 117.5 lbm, y *c*) –117 539 Btu

4-85 Un globo contiene inicialmente 65 m^3 de gas helio en condiciones atmosféricas de 100 kPa y 22°C. El globo se conecta por medio de una válvula a un gran depósito que suministra gas helio a 150 kPa y 25°C. La válvula es abierta y el helio entra al globo hasta que alcanza el equilibrio de presión con el helio en la línea de alimentación. El material del globo es tal que su volumen aumenta linealmente con la presión. Si no hay transferencia de calor durante este proceso, determine la temperatura final en el globo. *Respuesta:* 320.2 K

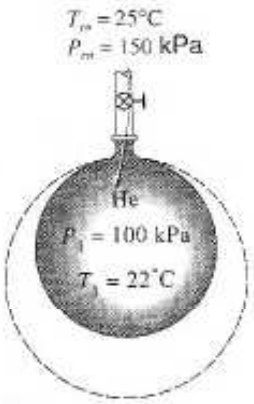


FIGURA P4-85

4-86 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical contiene inicialmente 0.01 m^3 de vapor a 200°C. La masa del émbolo sin fricción mantiene una presión constante de 500 kPa en el interior. Después se ingresa vapor a 1 MPa y 350°C al cilindro desde una línea de alimentación hasta que el volumen en el interior se duplica. Desprecie toda transferencia de calor que ocurra durante el proceso, y determine: *a*) la temperatura final del vapor en el cilindro, y *b*) la cantidad de masa que ha entrado. *Respuestas: a*) 262.6°C, *b*) 0.0176 kg

4-87 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical y aislado contiene inicialmente 10 kg de agua, de los cuales 8 kg están en vapor. La masa del émbolo mantiene una presión constante de 300 kPa dentro del cilindro. Ahora entra vapor a 0.5 MPa y 350°C proveniente de una línea de alimentación hasta que el líquido en el cilindro sea evaporado. Determine: *a*) la temperatura final en el cilindro y *b*) la masa de vapor que ha entrado. *Respuestas: a*) 133.6°C, *b*) 9.78 kg

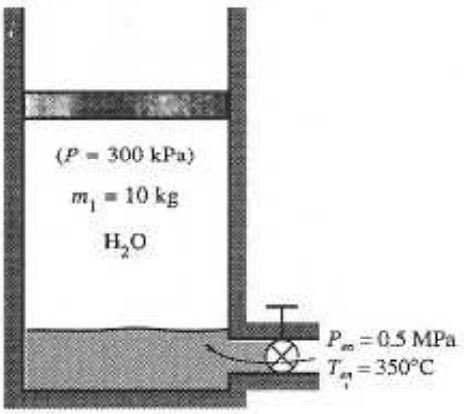


FIGURA P4-87

4-87E Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical y aislado contiene inicialmente 20 lbm de agua, de los cuales 16 lbm están en vapor. La masa del émbolo mantiene una presión constante de 50 psia dentro del cilindro. Ahora entra va-

por a 80 psia y 500°F proveniente de una línea de alimentación hasta que el líquido en el cilindro sea evaporado. Determine: *a*) la temperatura final en el cilindro y *b*) la masa de vapor que ha entrado.

4-88 Un tanque rígido de 0.1 m^3 inicialmente contiene refrigerante 12 a 1 MPa y 100 por ciento de calidad. El tanque es conectado mediante una válvula a una línea de alimentación que conduce refrigerante a 1.2 MPa y 30°C. La válvula es abierta y el refrigerante ingresa al tanque. La válvula se cierra cuando el tanque contiene líquido saturado a 1.2 MPa. Determine: *a*) la masa del refrigerante que ha entrado al tanque y *b*) la cantidad de transferencia de calor. *Respuestas: a*) 115.7 kg, *b*) 1564 kJ

Procesos de descarga

4-89 Un tanque rígido de 0.3 m^3 es llenado con agua líquida saturada a 200°C. Por una válvula en el fondo del tanque se extrae líquido. Se transfiere calor al agua de manera que la temperatura en el tanque permanezca constante. Determine la cantidad de calor que debe transferirse hasta el momento en que se ha extraído la mitad de la masa total.

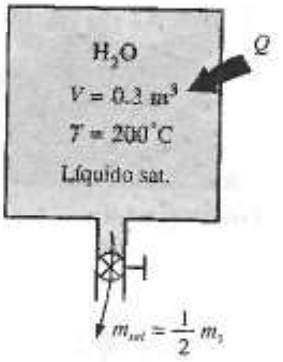


FIGURA P4-89

4-89E Un tanque rígido de 10 $pies^3$ es llenado con agua líquida saturada a 500°F. Por una válvula en el fondo del tanque se extrae líquido. Se transfiere calor al agua de manera que la temperatura en el tanque permanezca constante. Determine la cantidad de calor que debe transferirse hasta el momento en que se ha extraído la mitad de la masa total.

4-90 Un tanque rígido de 0.1 m^3 contiene refrigerante 12 saturado a 800 kPa. Al inicio, 40 por ciento del volumen es ocupado por líquido y el resto por vapor. Una válvula en el fondo del tanque permite extraer líquido del tanque. El calor se transfiere al refrigerante en forma tal que la presión en el interior del mismo permanece constante. La válvula se cierra cuando ya no queda líquido en el tanque y el vapor empieza a salir. Determine la transferencia de calor total en este proceso. *Respuesta:* 244.2 kJ

4-91 Un tanque rígido de 0.1 m^3 contiene refrigerante 12 saturado a 800 kPa. Al inicio, 30 por ciento del volumen es ocupado por líquido y el resto por vapor. Una válvula en la parte superior del tanque permite que el vapor escape lentamente. Se tranfiere calor al refrigerante de manera tal que la presión dentro del tanque permanezca constante. La válvula se cierra cuando la última gota del líquido en el tanque se evapora. Determine la transferencia de calor total en este proceso. *Respuesta:* 5897 kJ

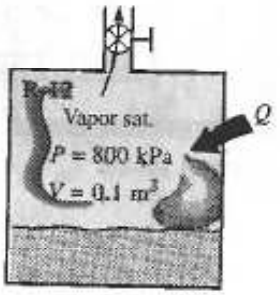


FIGURA P4-91

4-91E Un tanque rígido de 4 $pies^3$ contiene refrigerante 12 saturado a 100 psia. Al inicio, 20 por ciento del volumen es ocupado por líquido y el resto por vapor. Una válvula en la parte superior del tanque deja que el vapor escape lentamente. Se tranfiere calor al refrigerante de manera tal que la presión dentro del tanque permanezca constante. La válvula se cierra cuando la última gota del líquido en el tanque se evapora. Determine la transferencia de calor total en este proceso. *Respuesta:* 40 108 Btu

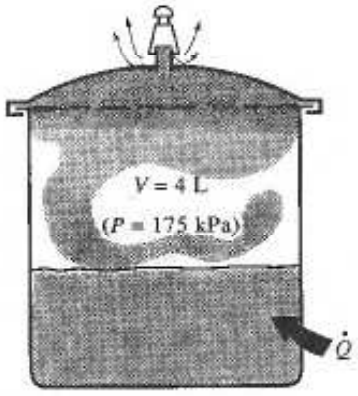


FIGURA P4-93

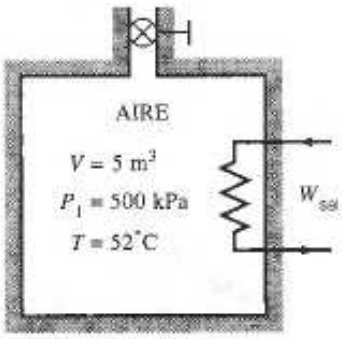


FIGURA P4-95

4-92 Un tanque rígido de 0.2 m^3 equipado con un regulador de presión contiene vapor a 2 MPa y 300°C. El vapor en el tanque se calienta después. El regulador mantiene constante la presión del vapor dejando salir una parte del mismo, pero la temperatura en el interior aumenta. Determine la cantidad de calor transferido cuando la temperatura del vapor alcanza el valor de 500°C.

4-93 Una olla de presión de 4 L tiene una presión de operación de 175 kPa. Al inicio la mitad del volumen se llena con líquido y la otra mitad con vapor. Si se desea que la olla de presión no consuma el agua líquida en 1 h, determine la relación más alta de transferencia de calor permisible.

4-93E Una olla de presión de 0.15 $pies^3$ tiene una presión de operación de 30 psia. Al inicio, la mitad del volumen se llena con líquido y la otra mitad con vapor. Si se desea que la olla de presión no consuma el agua líquida en 1 h, determine la relación más alta de transferencia de calor permisible.

4-94 Un tanque aislado de 0.08 m^3 contiene helio a 2 MPa y 80°C. Por una válvula escapa un poco de helio. La válvula se cierra cuando ha escapado la mitad de la masa inicial. Determine la temperatura y presión finales en el tanque. *Respuestas:* 225 K, 637 kPa

4-95 Un tanque rígido aislado de 5 m^3 contiene aire a 500 kPa y 52°C. Una válvula conectada al tanque es abierta y el aire escapa hasta que la presión interior desciende a 200 kPa. La temperatura del aire durante este proceso es constante debido a un calentador de resistencia eléctrica colocado en el tanque. Determine el trabajo eléctrico realizado durante este proceso.
Respuesta: −1500 kJ

4-95E Un tanque rígido aislado de 60 $pies^3$ contiene aire a 75 psia y 120°F. Una válvula conectada al tanque es abierta y el aire escapa hasta que la presión interior desciende a 30 psia. La temperatura del aire durante este proceso es constante debido a un calentador de resistencia eléctrica colocado en el tanque. Determine el trabajo eléctrico realizado durante este proceso.

4-96 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical contiene inicialmente 0.2 m^3 de aire a 20°C. La masa del émbolo mantiene una presión constante de 300 kPa en el interior. Una válvula conectada al cilindro es abierta y el aire escapa hasta que el volumen en el interior se reduce a la mitad. Durante el proceso hay transferencia de calor, por lo que la temperatura del aire en el cilindro permanece constante. Determine: *a*) la cantidad de aire que sale del cilindro y *b*) la cantidad de calor transferido. *Respuestas: a*) 0.357 kg, *b*) 0

4-97 Un globo contiene 10 m^3 de gas helio a 150 kPa y 27°C. El hielo escapa lentamente por una válvula hasta que la presión en el interior desciende a 100 kPa, punto en el que la válvula es cerrada. Durante este proceso el volumen del globo disminuye en 15 por ciento. El material del globo es tal que su volumen cambia linealmente con la presión en este intervalo. Si la transferencia de calor en este proceso es despreciable, encuentre *a*) la temperatura final del helio en el globo, y *b*) la cantidad de helio que ha escapado.

4-98 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical contiene 0.2 m³ de vapor a 1 MPa y 250°C. En este punto un resorte lineal aplica su máxima fuerza al émbolo. Después de esto se deja escapar al vapor por una válvula conectada al cilindro. Cuando el émbolo se mueve hacia abajo, el resorte se descomprime y en el estado final la presión disminuye a 800 kPa y el volumen a 0.1 m³. Si el estado final del cilindro contiene sólo vapor saturado, determine: *a*) las masas inicial y final en el cilindro y *b*) la cantidad y dirección de toda transferencia de calor.

4-98E Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical contiene 15 pies³ de vapor a 120 psia y 500°F. En este punto un resorte lineal aplica su máxima fuerza al émbolo. Después de esto se deja escapar al vapor por una válvula conectada al cilindro. Cuando el émbolo se mueve hacia abajo, el resorte se descomprime y en el estado final la presión disminuye a 100 psia y el volumen a 10 pies³. Si el estado final del cilindro contiene sólo vapor saturado, determine *a*) las masas inicial y final en el cilindro, y *b*) la cantidad y dirección de toda transferencia de calor.

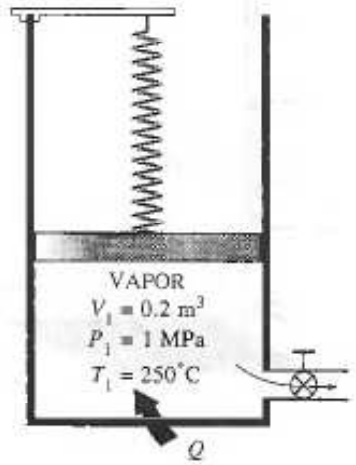


FIGURA P4-98

4-99 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical contiene 0.3 m³ de vapor a 250°C. La masa del émbolo mantiene una presión constante de 300 kPa. Ahora se abre una válvula y el vapor escapa. Durante el proceso hay transferencia de calor de modo que la temperatura en el interior permanece constante. Si el volumen final es 0.1 m³, determine *a*) la cantidad de vapor que ha escapado, y *b*) la cantidad de la transferencia de calor. *Respuestas: a*) 0.251 kg, *b*) 0

4-99E Un dispositivo de clindro-émbolo vertical contiene 3 pies³ de vapor a 400°F. La masa del émbolo mantiene una presión constante de 60 psia. Ahora se abre una válvula y el vapor escapa. Durante el proceso hay transferencia de calor de modo que la temperatura en el interior permanece constante. Si el volumen final es 1.4 pies³, calcule *a*) la cantidad de vapor que ha escapado y *b*) la transferencia de calor. *Respuestas: a*) 0.191 lbm, *b*) 0

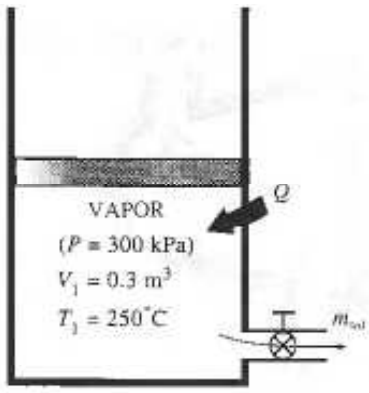


FIGURA P4-99

Problemas de repaso

4-100 Considere una botella rígida vacía de volumen V que está rodeada por la atmósfera a presión P_0 y temperatura T_0. Mediante una válvula en el cuello de la botella se deja entrar aire al interior de la botella. Con el tiempo el aire atrapado alcanza el equilibrio térmico con la atmósfera como resultado de la transferencia de calor a través de las paredes de la botella. La válvula permanece abierta durante el proceso de manera que el aire atrapado alcanza también el equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine la transferencia de calor neta a través de la pared de la botella durante este proceso de llenado en términos de las propiedades del sistema y de la atmósfera circundante.

4-101 Un compresor de aire adiabático va a ser accionado por una turbina de vapor adiabática acoplada directamente, la cual acciona también a un generador. El vapor entra a la turbina a 12.5 MPa y 500°C a una relación de 25 kg/s y sale a 10 kPa y una calidad de 0.92. El aire entra al compresor a 98 kPa y 295 K

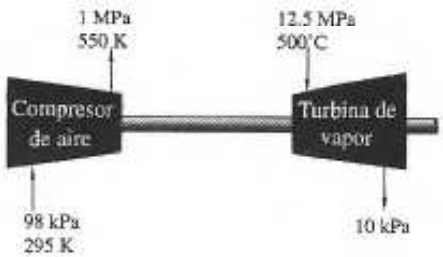


FIGURA P4-101

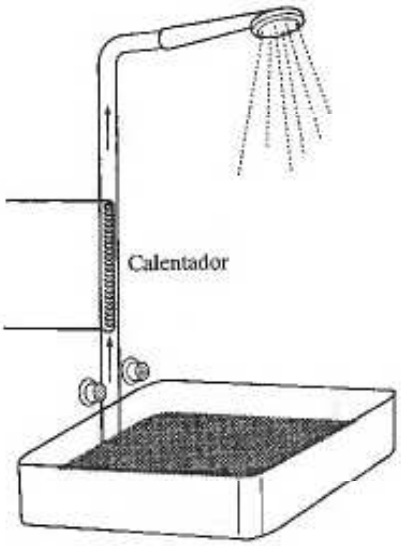
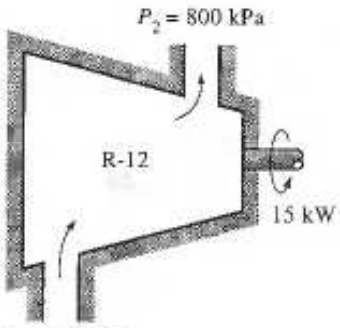


FIGURA P4-102



P_1 = 100 kPa
T_1 = −20°C
$\dot{V}_1$ = 3 m³/min

FIGURA P4-104

a razón de 10 kg/s y sale a 1 MPa y 550 K. Determine la potencia neta que la turbina entrega al generador.

4-102 Agua fluye de manera permanente por una regadera a una relación de 10 L/min. Un calentador de resistencia eléctrica colocado en la tubería calienta al agua de 16°C a 43°C. Considere la densidad del agua igual a 1 kg/L, y determine la entrada de potencia eléctrica al calentador, en kW.

Con el fin de ahorrar energía, se propone hacer pasar el agua caliente drenada a una temperatura de 39°C por un intercambiador de calor para precalentar el agua fría entrante. Si el intercambiador de calor tiene una eficacia de 0.50 (es decir, recupera sólo la mitad de la energía que posiblemente pueda transferirse del agua drenada al agua fría entrante), determine la entrada de potencia eléctrica requerida en este caso. Si el precio de la energía eléctrica es de 8.5 centavos de dolar por kWh, determine cuánto dinero se ahorra durante una ducha de 10 min como consecuencia de la instalación de este intercambiador de calor.

4-103 Vapor que entra de manera permanente a una turbina a 10 MPa y 550°C con una velocidad de 60 m/s y sale a 25 kPa con una calidad de 95 por ciento. Durante el proceso hay una pérdida de calor de 30 kJ/kg. El área de entrada a la turbina es de 150 cm² y el área de la salida es igual a 1400 cm². Determine: *a*) la relación de flujo de masa del vapor, *b*) la velocidad de salida, y *c*) la salida de potencia.

4-104 Entra refrigerante 12 en un compresor adiabático a 100 kPa y −20°C con una relación de flujo de volumen de 3 m³/min y sale a una presión de 800 kPa. La entrada de potencia al compresor es de 15 kW. Determine: *a*) la relación de flujo de masa del refrigerante, y *b*) la temperatura de salida.

4-104E Entra refrigerante 12 en un compresor adiabático a 15 psia y 20°F con una relación de flujo de volumen de 10 pies³/s y sale a una presión de 120 psia. La entrada de potencia al compresor es de 60 hp. Determine: *a*) la tasa de flujo de masa del refrigerante, y *b*) la temperatura de salida.

4-105 En las grandes centrales eléctricas con turbinas de gas, el aire se precalienta mediante los gases de escape en un intercambiador de calor llamado *regenerador* antes de que entre a la cámara de combustión. El aire entra al regenerador a 1 MPa y 550 K a una relación de flujo de masa de 800 kg/min. El calor se transfiere al aire a una relación de 3200 kJ/s. Los gases de escape entran al regenerador a 140 kPa y 800 K y salen a 130 kPa y 600 K. Considere a los gases de escape como aire y determine *a*) la temperatura de salida del aire, y *b*) La relación de flujo de masa de los gases de escape.
Respuestas: a) 775 K, *b*) 14.9 kg/s

4-106 En las grandes centrales termoeléctricas, con frecuencia el agua de alimentación se calienta en un calentador de agua de alimentación cerrado con el vapor extraído de la turbina en alguna etapa. El vapor entra al calentador de agua de alimentación a 1 MPa y 200°C, y sale como líquido saturado a la misma presión. El agua de alimentación entra al calentador a 2.5 MPa y 50°C, y sale a 10°C debajo de la temperatura de salida del vapor. Determine la razón de las relaciones de flujo de masa del vapor extraído y del agua de alimentación.

4-107 Un edificio con un volumen interior de 400 m³ es calentado por medio de un calentador de resistencia eléctrica de 30 kW colocado en un ducto interior del edificio. El aire en el mismo está a 14°C y la presión atmosférica local es de 95 kPa. El edificio está liberando calor a los alrededores a una relación permanente de 450 kJ/min. El aire es forzado a fluir de manera permanente a través del ducto y del calentador por medio de un ventilador de 250 W, y experimenta un aumento de temperatura de 5°C cada vez que pasa por el ducto, el cual se supone adiabático.

a) ¿Cuánto tiempo se necesitará para que el aire interior del edificio alcance una temperatura promedio de 24°C?

b) Determine la relación de flujo de masa promedio del aire a través del ducto.

Respuestas: a) 146 s, *b*) 6.02 kg/s

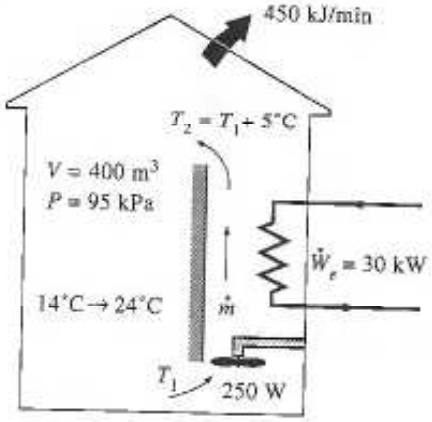


FIGURA P4-107

4-108 Un calentador de agua está compuesto por un tubo aislado de 5 cm de diámetro y de una resistencia eléctrica en el interior. En él ingresa de forma permanente a la sección de calentamiento agua fría a 15°C a una relación de 30 L/min. Si el agua se va a calentar a 50°C, determine: *a*) la potencia nominal del calentador eléctrico, y *b*) la velocidad promedio del agua en la tubería.

4-109 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical y aislado contiene 0.2 m³ de aire a 200 kPa y 22°C. En este estado, un resorte lineal toca el émbolo pero no ejerce fuerza sobre él. El cilindro está conectado mediante una válvula a una línea que suministra aire a 800 kPa y 22°C. La válvula es abierta y el aire de la línea de alta presión entra al cilindro. La válvula es cerrada cuando la presión en el interior del cilindro llega 600 kPa. Si el volumen encerrado dentro del cilindro se duplica durante este proceso, determine: *a*) la masa del aire que entra al cilindro y *b*) la temperatura final del aire dentro del cilindro.

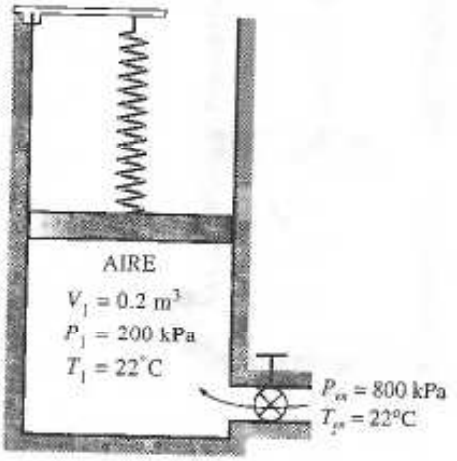


FIGURA P4-109

4-110 Aire presurizado que está almacenado en una caverna de 10 000 m³ a 500 kPa y 400 K se va a utilizar para accionar una turbina en tiempos de alta demanda de energía eléctrica. Si las condiciones a la salida de la turbina son 100 kPa y 300 K, determine la cantidad de trabajo entregado por la turbina cuando la presión en el aire en la caverna desciende a 300 kPa. Suponga que tanto la caverna como la turbina son adiabáticas. *Respuesta:* 980.8 kJ

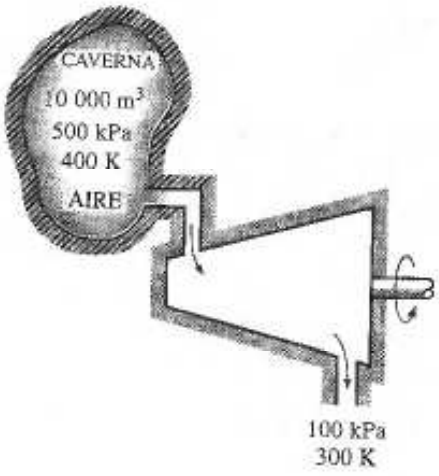


FIGURA P4-110

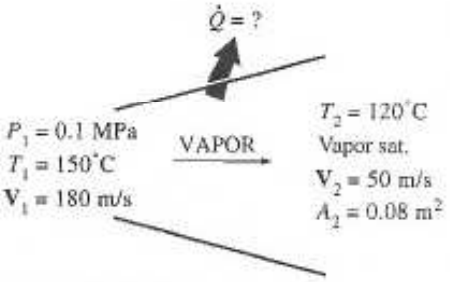


FIGURA P4-112

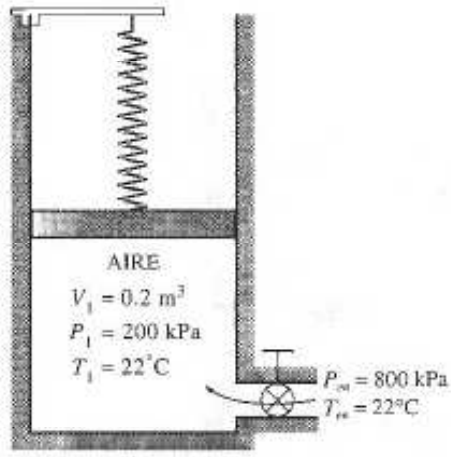


FIGURA P4-114

4-111 La velocidad de un fluido que fluye en un tubo circular de radio R varía de 0 en la pared hasta un máximo en el centro del tubo. La distribución de la velocidad en el tubo puede representarse como $V(r)$, donde r es la distancia radial desde el centro del tubo. Con base en la definición de la relación de flujo de masa $\dot{m}$ obtenga una relación para la velocidad promedio en términos de $V(r)$, R y r.

4-112 Vapor a 0.1 MPa y 150°C entra a un difusor con una velocidad de 180 m/s y sale como vapor saturado a 120°C con una velocidad de 50 m/s. El área de salida del difusor es 0.08 m². Determine: *a*) la relación de flujo de masa del vapor, *b*) la relación de transferencia de calor y *c*) el área de entrada del difusor.

4-112E Vapor a 14.7 psia y 320°F entra a un difusor con una velocidad de 500 pies/s y sale como vapor saturado a 240°F con una velocidad de 100 pie/s. El área de salida del difusor es 120 pulg². Determine: *a*) la relación de flujo de masa del vapor, *b*) la relación de transferencia de calor y *c*) el área de entrada del difusor. *Respuestas: a*) 5.1 lbm/s, *b*) –235.8 Btu/s, *c*) 46.1 pulg²

4-113 Una olla de presión de 5 L tiene una presión de operación de 200 kPa. Al principio, 20 por ciento del volumen es ocupado por líquido y el resto por vapor. La olla se coloca sobre una unidad calefactora que suministra calor al agua del interior a una relación de 400 W. Determine cuánto tardará en evaporarse el líquido dentro de la olla de presión. (Esto es, la olla contiene sólo vapor saturado en el estado final.) *Respuesta:* 1.44 h

4-114 Un globo esférico contiene 25 m³ de gas helio a 20°C y 150 kPa. Después, al abrir una válvula se deja que el helio escape lentamente. La válvula se cierra cuando la presión dentro del globo disminuye a la presión atmosférica de 100 kPa. La elasticidad del material del globo es tal que la presión interior varía con el volumen durante el proceso de acuerdo con la relación $P = a + bV$, donde $a = -100$ kPa y b es una constante. Desprecie cualquier transferencia de calor y determine: *a*) la temperatura final en el globo y *b*) La masa del helio que ha escapado. *Respuestas: a*) 249.7 K, *b*) 2.306 kg

Problemas de computadora, diseño y ensayo

4-115 Escriba un programa de computadora para resolver el problema 4-114, use un enfoque por pasos. Emplee *a*) 5, *b*) 20 y *c*) 50 incrementos para la presión entre el valor inicial de 150 kPa y el valor final de 100 kPa. Tome el punto inicial del primer paso como el estado inicial del helio (150 kPa, 20°C y 25 m³). El punto inicial del segundo paso es el estado del helio al final del primer paso y así en lo sucesivo. Compare sus resultados con los obtenidos al emplear la aproximación de flujo uniforme (es decir, una solución de un paso).

4-116 Emplee un termómetro, y explique cómo puede determinar la velocidad promedio del aire a la salida de su secadora de pelo en su punto de potencia más alto.

4-117 Diseñe una secadora de pelo eléctrica de 1200 W en la cual la temperatura y la velocidad del aire no sean mayores que 50°C y 3 m/s, respectivamente.

118 Diseñe un calentador eléctrico de agua caliente para una familia de cuatro miembros. La temperatura máxima del agua en el tanque y el consumo de potencia no deben exceder 60°C y 4 kW, respectivamente. Hay dos regaderas en la casa y la relación de flujo del agua por cada una de ellas es aproximadamente de 10 L/min. Cada miembro de la familia toma una ducha de 5 min cada mañana. Explique por qué es necesario un tanque de agua caliente, y determine el tamaño apropiado del tanque para esta familia.

119 Escriba un ensayo acerca de la clasificación de los intercambiadores de calor. Describa la operación de cada tipo de intercambiador de calor y estudie como difieren entre sí los diferentes tipos.

La segunda ley de la termodinámica

CAPÍTULO 5

Hasta ahora se ha expuesto la primera ley de la termodinámica, la cual requiere [...]conservación de energía durante un proceso. Este capítulo presenta la segun[...]ley de la termodinámica, la cual afirma que los procesos suceden en cierta [...]ección y que la energía tiene calidad así como cantidad. Un proceso no es [...]posible a menos que satisfaga tanto la primera como la segunda leyes de la [...]termodinámica. En este capítulo se presentan los depósitos de energía térmica, [...]procesos reversible e irreversible, las máquinas térmicas, los refrigeradores [...]térmicas de calor. Después de varios enunciados de la segunda ley sigue [...]explicación de las máquinas de movimiento perpetuo y de la escala de tem[...]peratura termodinámica absoluta. Luego, el ciclo de Carnot y se examinan los [...]motores de Carnot. Finalmente, un análisis de las máquinas térmicas, los re[...]frigeradores y las bombas de calor idealizados por Carnot.



FIGURA 5-1
Una taza de café caliente no se pondrá más caliente en un cuarto más frío.

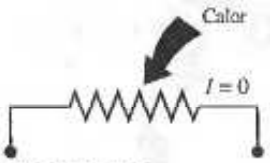


FIGURA 5-2
La transferencia de calor a un alambre no generará electricidad.

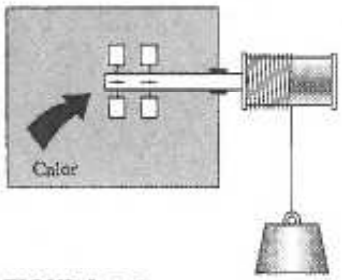


FIGURA 5-3
La transferencia de calor a una hélice no ocasionará que ésta gire.



FIGURA 5-4
Los procesos ocurren en cierta dirección y no en dirección inversa.

5-1 ■ INTRODUCCIÓN A LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

En los dos capítulos precedentes, se estudió la aplicación de la *primera ley de la termodinámica*, o el *principio de la conservación de la energía*, en procesos que involucraban sistemas cerrados o abiertos. Como fue apuntado repetidamente en esos capítulos, la energía es una propiedad conservada y no se conoce ningún proceso que haya violado la primera ley de la termodinámica. Por tanto, resulta razonable concluir que un proceso debe satisfacer la primera ley para ocurrir. Sin embargo, como se explica después, la sola satisfacción de la primera ley no asegura que un proceso tome lugar realmente.

Es una experiencia común que una tasa de café dejada en un cuarto frío se enfría después de cierto tiempo (figura 5-1). Este proceso satisface la primera ley de la termodinámica porque la cantidad de energía perdida por el café es igual a la cantidad de energía ganada por el aire circundante. Ahora considere el proceso inverso: el café caliente se pone más caliente en un cuarto más frío como resultado de la transferencia de calor del aire del cuarto. Todos saben que este proceso nunca sucede. No obstante, si se diera no violaría la primera ley, siempre que la cantidad de energía perdida por el aire fuera igual a la cantidad ganada por el café.

Como otro ejemplo, considere el calentamiento de un cuarto por el paso de una corriente mediante una resistencia eléctrica (figura 5-2). También en este caso la primera ley establece que la cantidad de energía eléctrica suministrada a los alambres de la resistencia, será igual a la cantidad de energía transferida al aire del cuarto como calor. Intente invertir este proceso. No es una sorpresa saber que la transferencia de un poco de calor a los alambres no generará una cantidad de energía eléctrica en los alambres; si ocurriera, no violaría la primera ley.

Por último, considere un mecanismo de hélice que opera por medio de la caída de una masa (figura 5-3). La hélice gira cuando la masa desciende y agita un fluido dentro de un recipiente aislado. En consecuencia, la energía potencial de la masa disminuye y la energía interna del fluido aumenta de acuerdo con el principio de la conservación de la energía. Sin embargo, el proceso inverso, elevar la masa al transferir calor del fluido a la hélice, no sucece en la naturaleza; si fuera el caso, no violaría la primera ley de la termodinámica.

De los ejemplos anteriores se sigue que los procesos toman su curso en *cierta dirección* y no en la dirección inversa (figura 5-4). La primera ley no restringe la dirección de un proceso, pero satisfacerla no asegura que el proceso ocurrirá realmente. Esta incapacidad de la primera ley de identificar si un proceso puede llevarse a cabo es remediado al introducir otro principio general, la *segunda ley de la termodinámica*. Después, en este capítulo, encontrará que los procesos inversos discutidos antes violan la segunda ley de la termodinámica. Esta violación se detecta fácilmente con la ayuda de una propiedad, llamada *entropía*, que es definida en el capítulo siguiente. *Un proceso no sucede a menos que satisfaga tanto la primera como la segunda leyes de la termodinámica* (figura 5-5).

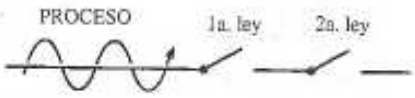


FIGURA 5-5
Un proceso debe satisfacer tanto la primera como la segunda leyes de la termodinámica para que siga su curso.

Hay varios enunciados válidos de la segunda ley de la termodinámica. Dos de ellos son analizados después en relación con algunos dispositivos de ingeniería que operan en ciclos.

El empleo de la segunda ley de la termodinámica, no se limita a identificar la dirección de los procesos. La segunda ley también afirma que la energía tiene *calidad*, así como cantidad. La primera ley tiene que ver con la cantidad y la transformación de la energía de una forma a otra sin importar su calidad. Preservar la calidad de la energía es un interés principal de los ingenieros, y la segunda ley brinda los medios necesarios para determinar la calidad, así como el nivel de degradación de la energía durante un proceso. Como se estudiará después en este capítulo, la mayor parte de la energía de alta temperatura es convertible en trabajo, y por ello tiene una calidad más alta que la misma cantidad de energía a temperatura más baja.

La segunda ley de la termodinámica es útil también en la determinación de los *límites teóricos* en el funcionamiento de sistemas aplicados en la ingeniería, como las máquinas térmicas y los refrigeradores, así como para predecir el grado de terminación de las reacciones químicas.

5-2 ■ DEPÓSITOS DE ENERGÍA TÉRMICA

En el desarrollo de la segunda ley de la termodinámica es conveniente tener un cuerpo hipotético con una *capacidad de energía térmica* (masa × calor específico) grande que pueda suministrar o absorber cantidades finitas de calor sin que sufra ningún cambio de temperatura. Un cuerpo con esa característica se llama **depósito de energía térmica,** o sólo **depósito**. En la práctica, los grandes cuerpos de agua como los océanos, lagos y ríos, así como el aire atmosférico, precisamente, pueden modelarse como depósitos de energía térmica debido a sus grandes capacidades de almacenamiento de energía térmica o de masas térmicas (figura 5-6). Por ejemplo, la *atmósfera*, no se calentará debido a las pérdidas térmicas provenientes de residencias en el invierno. Del mismo modo, los megajoules de la energía de desecho que las centrales eléctricas arrojan en los grandes ríos no ocasionarán un cambio significativo en la temperatura del agua.

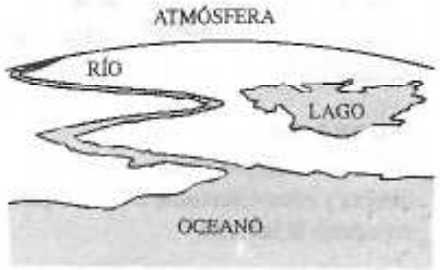


FIGURA 5-6
Cuerpos con masas térmicas relativamente grandes pueden modelarse como depósitos de energía térmica.

Un *sistema de dos fases* también puede modelarse como un depósito puesto que absorbe y libera grandes cantidades de calor y se mantiene a temperatura constante. Otro ejemplo de depósito de energía térmica es el *horno industrial*. Las temperaturas de la mayor parte de los hornos son controladas con gran cuidado, y son capaces de suministrar grandes cantidades de energía térmica como calor de una manera esencialmente isotérmica. Por consiguiente, pueden modelarse como depósitos.

En realidad, un cuerpo no tiene que ser muy grande para ser considerado como un depósito. Cualquier cuerpo físico cuya capacidad de energía térmica



FIGURA 5-7
Una fuente suministra energía en forma de calor, y un sumidero lo absorbe.

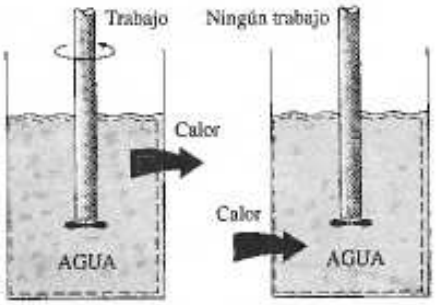


FIGURA 5-8
El trabajo siempre puede convertirse directa y completamente en calor, pero no ocurre lo inverso.

sea grande respecto de la cantidad de energía que suministra o absorbe puede modelarse como un depósito. Por ejemplo, el aire en un cuarto puede tratarse como un depósito al analizar la disipación de calor de un aparato de TV en el cuarto, ya que la cantidad de transferencia de calor del aparato al aire de la habitación no es lo suficientemente grande para tener un efecto observable en la temperatura del aire.

Un depósito que suministra energía en forma de calor recibe el nombre de **fuente**, y uno que absorbe energía en forma de calor se denomina **sumidero** (figura 5-7). Los depósitos de energía térmica se conocen como **depósitos de calor** en vista de que suministran o absorben energía en forma de calor.

La transferencia de calor de fuentes industriales al ambiente es de gran interés para los ambientalistas, así como para los ingenieros. El manejo irresponsable de la energía de desecho puede aumentar de modo significativo la temperatura de ciertas partes del ambiente, y provocar lo que se llama *contaminación térmica*. Si no hay un control cuidadoso, la contaminación térmica afectará seriamente la vida marina en los lagos y ríos. Por lo contrario, mediante el manejo y el diseño cuidadosos, la energía de desecho arrojada a los grandes cuerpos de agua será útil para mejorar de manera sustantiva la calidad de la vida marina manteniendo los aumentos de temperatura locales dentro de niveles seguros y deseables.

5-3 ■ MÁQUINAS TÉRMICAS

El trabajo puede convertirse fácilmente en otras formas de energía, pero convertir otras formas de energía en trabajo no es así de sencillo. Por ejemplo, el trabajo mecánico efectuado por el eje que se muestra en la figura 5-8 se convierte primero en la energía interna del agua. Después esta energía sale del agua como calor. De acuerdo con la experiencia, es obvio que fracasará cualquier intento para invertir este proceso. Esto es, transferir calor al agua no provocará el giro del eje. De ésta y otras observaciones se concluye que el trabajo es convertible en calor directa y completamente, pero que convertir el calor a trabajo requiere el uso de algunos dispositivos especiales. Estos dispositivos se llaman **máquinas térmicas**.

Las máquinas térmicas difieren considerablemente unas de otras, aunque todas se caracterizan por lo siguiente (figura 5-9):

1 Reciben calor de una fuente de alta temperatura (energía solar, hornos de petróleo, reactores nucleares, etcétera).
2 Convierten parte de este calor en trabajo (normalmente en la forma de una flecha en rotación).
3 Liberan el calor de desecho remanente en un sumidero de baja temperatura (la atmósfera, ríos, etcétera).
4 Operan en un ciclo.

Las máquinas térmicas y otros dispositivos cíclicos suelen incluir un fluido al y desde el cual el calor se transfiere mientras se somete a un ciclo. Este fluido recibe el nombre de **fluido de trabajo**.

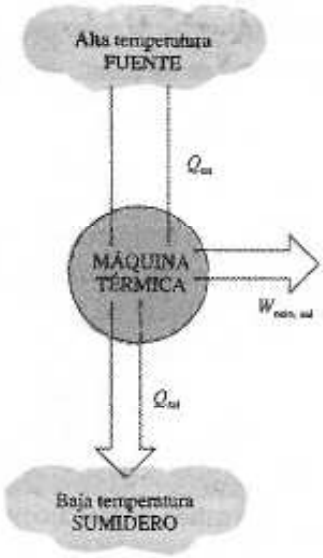


FIGURA 5-9
Parte del calor recibido por una máquina térmica se convierte en trabajo, en tanto que el resto se desecha en un sumidero.

El término *máquina térmica* muchas veces tiene un sentido más amplio para incluir dispositivos que producen trabajo que no operan en un ciclo termodinámico. Máquinas que involucran combustión interna como las turbinas de gas y los motores de automóvil entran en esta categoría. Estos dispositivos operan en un ciclo mecánico pero no en un ciclo termodinámico, ya que el fluido de trabajo (los gases de combustión) no se someten a un ciclo completo. En lugar de que se enfríen hasta la temperatura inicial, los gases de escape se evacuan y sustituyen por una mezcla de aire puro y de combustible al final del ciclo.

El dispositivo productor de trabajo que mejor encaja en la definición de máquina térmica es la *central eléctrica de vapor*, que es una máquina de combustión externa; el proceso de combustión sucede fuera de la máquina, y la energía térmica liberada durante este proceso se transfiere al vapor como calor.

El dibujo esquemático de una central eléctrica de vapor se muestra en la figura 5-10. Éste es un diagrama bastante simplificado y el estudio de las centra-

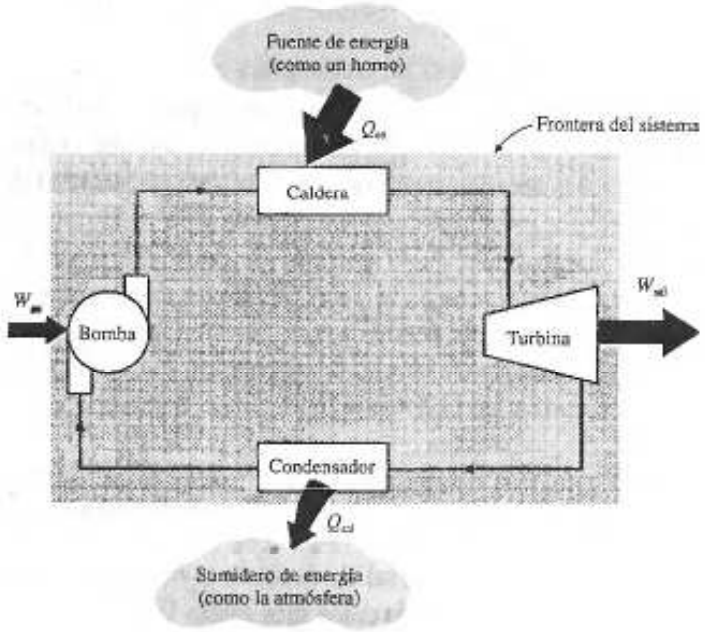


FIGURA 5-10
Dibujo esquemático de una central eléctrica de vapor.

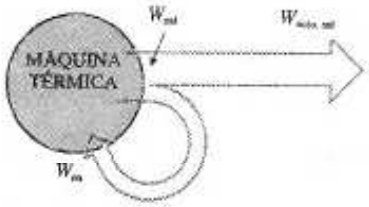


FIGURA 5-11
Una parte de la salida de trabajo de una máquina térmica se consume internamente para mantener una operación continua.

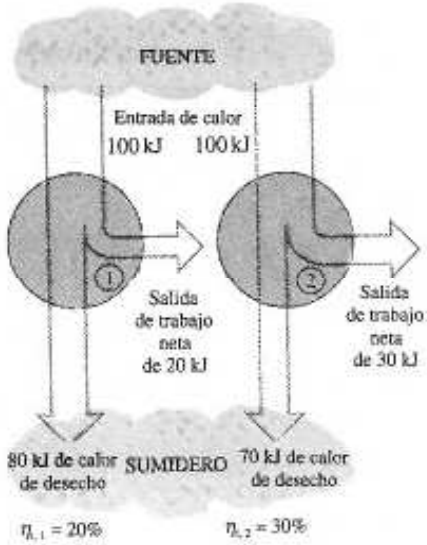


FIGURA 5-12
Algunas máquinas térmicas funcionan mejor que otras (convierten en trabajo una mayor cantidad del calor que reciben).

les eléctricas de vapor reales, con todas sus complejidades, se deja para el capítulo 9. Las diferentes cantidades que muestra esta figura son:

Q_{en} = cantidad de calor suministrada al vapor en la caldera de una fuente de alta temperatura (horno)
Q_{sal} = cantidad de calor liberado del vapor en el condensador en un sumidero de baja temperatura (la atmósfera, un río, etcétera)
W_{sal} = cantidad de trabajo entregado por el vapor cuando se expande en la turbina
W_{en} = cantidad de trabajo requerido para comprimir el agua a la presión de la caldera.

Observe que las rutas de las interacciones entre calor y trabajo se indican por medio de los subíndices *en* y *sal*. Por consiguiente, las cuatro cantidades descritas siempre son positivas.

La salida de trabajo neto de esta central eléctrica es sencillamente la diferencia entre la salida de trabajo total de la planta y la entrada de trabajo total (figura 5-11):

$$W_{neto,\,sal} = Q_{sal} - W_{en} \qquad \text{(kJ)} \tag{5-1}$$

El trabajo neto también puede determinarse a partir de los datos de transferencia de calor. Los cuatro componentes de la central eléctrica de vapor implican flujo de masa entrante y saliente y, en consecuencia, deben tratarse como sistemas abiertos. Sin embargo, estos componentes, junto a las tuberías de conexión, contienen siempre el mismo fluido (sin contar, por supuesto, el vapor que puede filtrarse en ellos). Nada de masa entra o sale de este sistema combinado, lo cual se indica mediante el área sombreada en la figura 5-11; de modo que puede analizarse como un sistema cerrado. Recuerde que para un sistema cerrado que se somete a un ciclo, el cambio en la energía interna ΔU es cero y, por ello, la salida de trabajo neto del sistema también es igual a la transferencia de calor neto al sistema:

$$W_{neto,\,sal} = Q_{en} - Q_{sal} \qquad \text{(kJ)} \tag{5-2}$$

Eficiencia térmica

En la ecuación 5-2, Q_{sal} representa la magnitud de la energía desechada para completar el ciclo. Pero Q_{sal} nunca es cero; así que la salida de trabajo neto de una máquina térmica siempre es menor que la cantidad de entrada de calor. Es decir, sólo la parte del calor transferida a la máquina térmica se convierte en trabajo. *La fracción de la entrada de calor que se convierte en la salida de trabajo neto es una medida del rendimiento de una máquina térmica y recibe el nombre de* **eficiencia térmica** η_t (figura 5-12).

El rendimiento o eficiencia, en general, puede expresarse en términos de la salida deseada y de la entrada requerida como (figura 5-13)

$$\text{Rendimiento} = \frac{\text{salida deseada}}{\text{entrada requerida}} \tag{5-3}$$

En máquinas térmicas la salida deseada es la salida de trabajo neta, y la entrada requerida es la cantidad de calor suministrada al fluido de trabajo. En ese caso la



FIGURA 5-13
La definición de rendimiento no se limita sólo a la termodinámica.

eficiencia térmica de una máquina de este tipo puede expresarse como

$$\text{Eficiencia térmica} = \frac{\text{salida de trabajo neto}}{\text{entrada de trabajo neto}}$$

$$\eta_t = \frac{W_{\text{neto, sal}}}{Q_{\text{en}}} \tag{5-4}$$

También como

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_{\text{sal}}}{Q_{\text{en}}} \tag{5-5}$$

puesto que $W_{\text{neto, sal}} = Q_{\text{en}} - Q_{\text{sal}}$.

Los dispositivos cíclicos de interés práctico, como las máquinas térmicas, los refrigeradores y las bombas de calor, operan entre un medio de alta temperatura (o depósito) a temperatura T_H y un medio a baja temperatura T_L. Para brindar uniformidad al tratamiento de las máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor, las siguientes dos cantidades son definidas:

Q_H = *magnitud* de la transferencia de calor entre un dispositivo cíclico y un medio de alta temperatura a temperatura T_H

Q_L = *magnitud* de la transferencia de calor entre un dispositivo cíclico y un medio de baja temperatura a temperatura T_L

Advierta que tanto Q_L como Q_H son definidas como *magnitudes* y por ello son *cantidades positivas*. La dirección de Q_H y Q_L se determina fácilmente por inspección y no es necesario preocuparse por sus signos. Así, las relaciones de la salida de trabajo neto y de la eficiencia térmica para cualquier máquina térmica (mostrada en la figura 5-14) pueden expresarse como

$$W_{\text{neto, sal}} = Q_H - Q_L \tag{5-6}$$

$$\eta_t = \frac{W_{\text{neto, sal}}}{Q_H} \tag{5-7}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \tag{5-8}$$

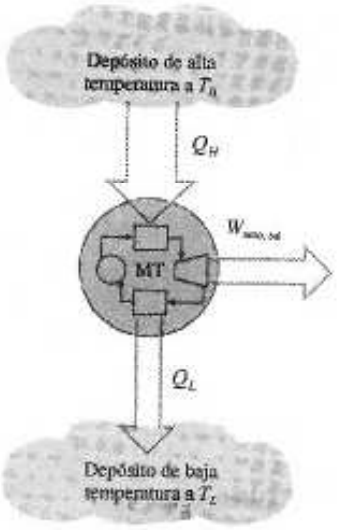


FIGURA 5-14
Dibujo esquemático de una máquina térmica.

La eficiencia térmica de una máquina térmica siempre es menor que la unidad puesto que tanto Q_L como Q_H se definen como cantidades positivas.

La eficiencia térmica mide el desempeño que tiene una máquina térmica al convertir el calor que recibe en trabajo. Las máquinas térmicas son construidas con el fin de convertir el calor en trabajo, y los ingenieros tratan constantemente de mejorar las eficiencias de estos dispositivos, puesto que una eficiencia incrementada equivale a menor consumo de combustible y, por ello, a costos de combustible menores.

Las eficiencias térmicas de los dispositivos que producen trabajo son sorprendentemente bajas. Los motores de automóvil de encendido de chispa tienen una eficiencia térmica aproximada de 20 por ciento. Es decir, un motor de automóvil convierte, en promedio, alrededor de 20 por ciento de la energía química de la gasolina en trabajo mecánico. Para los motores a diesel y las grandes centrales de turbinas de gas este número es de aproximadamente 30 por ciento y de 40 por ciento para las enormes centrales de potencia eléctrica de vapor. Hoy día, incluso con las máquinas térmicas más eficientes disponibles, más de la mitad de la energía suministrada termina en los ríos, lagos o en la atmósfera como energía de desecho o inútil (figura 5-15).

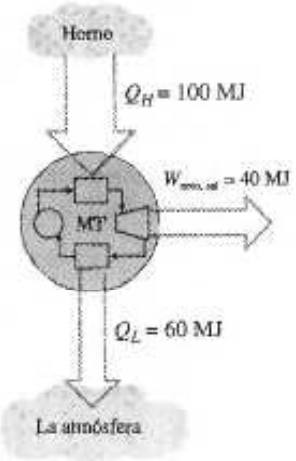


FIGURA 5-15
Incluso las máquinas térmicas más eficientes liberan como calor de desecho la mayor parte del calor que reciben.

¿Podemos ahorrar Q_{sal}?

En una central eléctrica de vapor, el condensador es el dispositivo donde las grandes cantidades de calor de desecho se liberan en ríos, lagos o a la atmósfera. Cabe preguntarse, ¿es posible llevar el condensador fuera de la planta y ahorrar toda la energía de desecho? La respuesta a esta pregunta es, desafortunadamente, un *no* contundente por la simple razón de que sin el proceso de enfriamiento en un condensador el ciclo no sería completado. (Los dispositivos cíclicos como las centrales eléctricas de vapor no operan continuamente a menos que el ciclo se complete.) Esto se demuestra a continuación con la ayuda de una máquina térmica simple.

Considere la máquina térmica simple mostrada en la figura 5-16 que sirve para levantar pesos. Consta de un dispositivo cilindro-émbolo con dos conjuntos de topes. El fluido de trabajo es el gas contenido dentro del cilindro. A

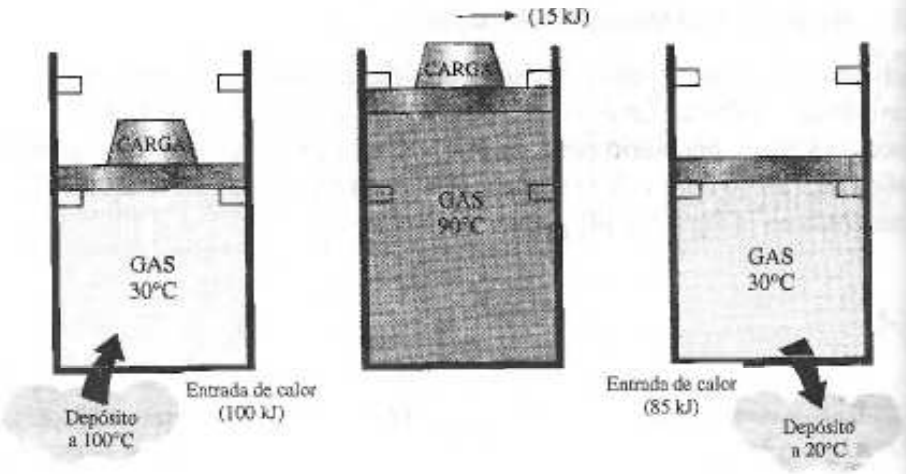


FIGURA 5-16
Un ciclo de una máquina térmica no puede completarse sin desechar algo de calor en un sumidero de baja temperatura.

inicio la temperatura del gas es 30°C. El émbolo, el cual está cargado con los pesos, descansa sobre los topes inferiores. Después, al gas en el cilindro, se le transfieren 100 kJ de calor a partir de una fuente a 100°C, lo cual provoca que el gas se expanda y que levante el émbolo cargado hasta llegar a los topes superiores como muestra la figura. En este punto se quita la carga y se observa que la temperatura del gas es de 90°C.

El trabajo hecho sobre la carga durante este proceso de expansión es igual al aumento en su energía potencial, digamos 15 kJ. Incluso en condiciones ideales (émbolo sin peso, sin fricción, sin pérdidas térmicas y expansión de cuasiequilibrio), la cantidad de calor suministrada al gas es mayor que el trabajo realizado, ya que parte del calor entregado se utiliza para elevar la temperatura del gas.

Ahora trate de responder la siguiente pregunta: *¿Es posible transferir el exceso de los 85 kJ de calor a 90°C de nuevo al depósito a 100°C para un uso posterior?* Si es así, aquí hay una máquina térmica con una eficiencia de 100 por ciento en condiciones ideales. La respuesta a esta pregunta también es *no*, por la muy sencilla razón de que el calor siempre fluye de un medio a alta temperatura a uno de baja temperatura, y nunca al contrario. Por consiguiente, no es posible enfriar este gas de 90 a 30°C transfiriendo calor a un depósito a 100°C. En lugar de eso, el sistema entra en contacto con un depósito de baja temperatura, 20°C, de modo que el gas pueda regresar a su estado inicial librando sus 85 kJ de energía de exceso como calor a este depósito. Esta energía no puede reciclarse, y apropiadamente se le denomina *energía de desecho*.

La conclusión de la discusión anterior es que toda máquina térmica debe *desechar* cierta energía transfiriéndola a un depósito de baja temperatura para completar el ciclo, incluso en condiciones ideales. El requisito de que una máquina térmica intercambie calor con al menos dos depósitos para una operación continua forma la base para la expresión de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica, estudiada después en esta sección.

EJEMPLO 5-1

Se transfiere calor a una máquina térmica desde un horno a una relación de 80 MW. Si la relación de liberación de calor de desecho a un río cercano es de 50 MW, determine la salida de potencia neta y la eficiencia térmica para esta máquina.

Solución Un dibujo esquemático de la máquina térmica se presenta en la figura 5-17. El horno sirve como el depósito de alta temperatura para esta máquina térmica y el río como el depósito de baja temperatura. En este caso las cantidades dadas pueden expresarse en forma de relación como

$$\dot{Q}_H = 80\,\text{MW} \qquad \text{y} \qquad \dot{Q}_L = 50\,\text{MW}$$

Descreciando las pérdidas térmicas que tiene el fluido de trabajo conforme pasa por las tuberías y otros componentes, la salida de potencia neta de esta máquina térmica se determina por la ecuación 5-5 como

$$\dot{W}_{\text{neto, sal}} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = (80 - 50)\,\text{MW} = 30\,\text{MW}$$

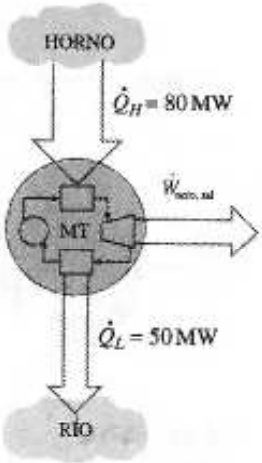


FIGURA 5-17
Dibujo esquemático para el ejemplo 5-1.

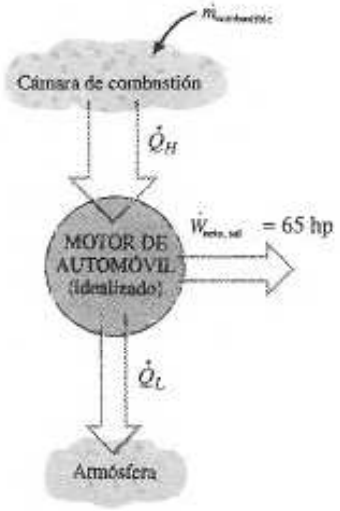


FIGURA 5-18
Dibujo esquemático para el ejemplo 5-2.

Entonces la eficiencia térmica se determina fácilmente por la ecuación 5-7:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{neto, sal}}{\dot{Q}_H} = \frac{30 \text{ MW}}{80 \text{ MW}} = \mathbf{0.375 \text{ (o } 37.5\%)}$$

Es decir, la máquina térmica convierte en trabajo 37.5 por ciento del calor que recibe.

EJEMPLO 5-2

Un motor de automóvil con una salida de potencia de 65 hp tiene una eficiencia térmica de 24 por ciento. Determine la relación de consumo de combustible de este automóvil si el combustible tiene un valor calorífico de 19 000 Btu/lbm (es decir, 19 000 Btu de energía se liberan por cada lbm de combustible quemado).

Solución Un dibujo esquemático del motor del automóvil se brinda en la figura 5-18. El motor se acciona y convierte 24 por ciento de la energía química liberada durante el proceso de combustión en trabajo. La cantidad de energía de entrada requerida para producir una salida de potencia de 65 hp se determina por la definición de la eficiencia térmica (ecuación 5-7):

$$\dot{Q}_t = \frac{\dot{W}_{neto, sal}}{\eta_t} = \frac{65 \text{ hp}}{0.24} \left(\frac{2\,545 \text{ Btu/h}}{1 \text{ hp}} \right) = 689\,262 \text{ Btu/h}$$

Para suministrar energía a esta relación, el motor debe quemar combustible a razón de

$$\dot{m} = \frac{689\,262 \text{ Btu/h}}{19\,000 \text{ Btu/lbm}} = 36.3 \text{ lbm/h}$$

puesto que se liberan 19 000 Btu de energía térmica por cada lbm de combustible quemado.

Segunda ley de la termodinámica: enunciado de Kelvin-Planck

Ya se demostró, en relación con la máquina térmica mostrada en la figura 5-16, que incluso en condiciones ideales, una máquina térmica debe liberar un poco de calor a un depósito de baja temperatura para completar el ciclo. Esto es, ninguna máquina térmica convierte todo el calor que recibe en trabajo útil. Esta limitación en la eficiencia térmica de las máquinas térmicas forma la base del enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica, el cual expresa:

> *Es imposible para cualquier dispositivo que opera en un ciclo recibir calor de un solo depósito y producir una cantidad neta de trabajo.*

Es decir, para mantenerse en operación una máquina térmica debe intercambiar calor tanto con un sumidero de baja temperatura como con una fuente de alta temperatura. El enunciado de Kelvin-Planck también puede expresarse como *ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia térmica de 100 por ciento* (figura 5-19), o *para que una central de potencia opere, el fluido de trabajo debe intercambiar calor con el ambiente así como con el horno.*

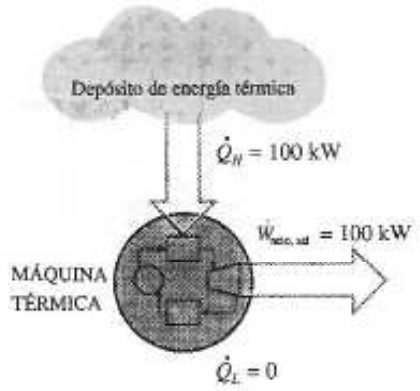


FIGURA 5-19
Una máquina térmica que viola el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley.

Advierta que la imposibilidad de tener una máquina 100 por ciento eficiente no se debe a la fricción o a otros efectos disipativos. Es una limitación que se aplica tanto a máquinas térmicas ideales como a reales. Más adelante, en este capítulo, se desarrolla una relación para la eficiencia térmica máxima de una máquina de calor. También se demuestra que este valor máximo depende exclusivamente de las temperaturas del depósito.

5-4 ■ REFRIGERADORES Y BOMBAS DE CALOR

Es obvio, por la experiencia, que el calor fluye en la dirección de la temperatura decreciente; de medios de alta temperatura a medios de baja temperatura. Este proceso de transferencia sucede en la naturaleza sin requerir ningún dispositivo. Sin embargo, el proceso inverso, no puede ocurrir por sí solo. La transferencia de calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura requiere dispositivos especiales llamados **refrigeradores**.

Los refrigeradores, como las máquinas térmicas, son dispositivos cíclicos. El fluido de trabajo utilizado en el ciclo de refrigeración se llama **refrigerante**. El ciclo de refrigeración que se usa con mayor frecuencia es el *ciclo de refrigeración por compresión de vapor*, que incluye cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador, como muestra la figura 5-20.

El refrigerante entra al compresor como un vapor y se comprime a la presión del condensador. Sale del compresor a una temperatura relativamente alta y se enfría y condensa conforme fluye por el serpentín del condensador liberando calor hacia el medio circundante. Luego entra a un tubo capilar donde su presión y su temperatura descienden drásticamente, debido al efecto de estrangulación. El refrigerante de baja temperatura entra luego al evaporador, donde se evapora absorbiendo calor del espacio refrigerado. El ciclo se completa cuando el refrigerante sale del evaporador y vuelve a entrar al compresor.

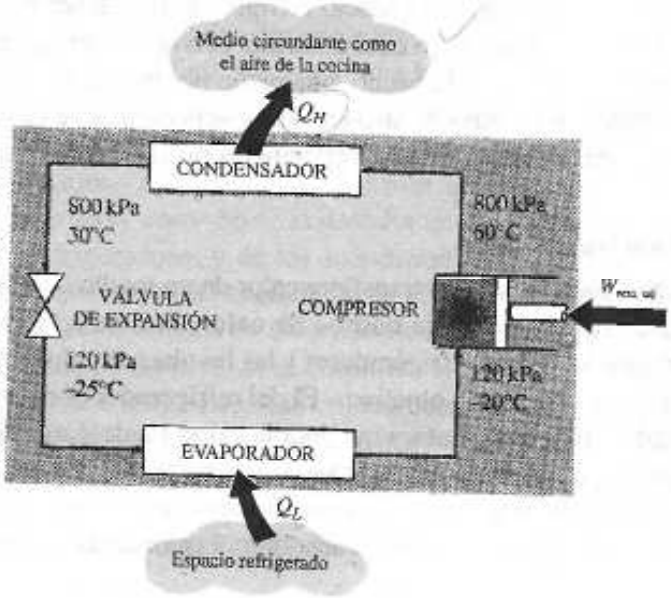


FIGURA 5-20
Componentes básicos de un sistema de refrigeración y condiciones de operación comunes.

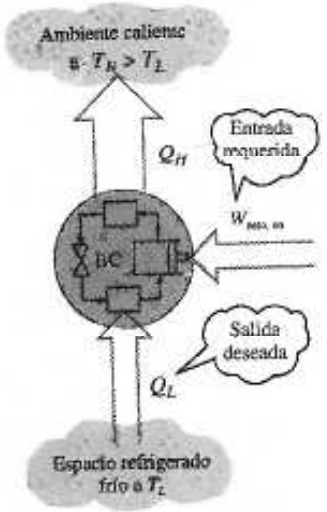


FIGURA 5-21
El objetivo de un refrigerador es extraer calor Q_L de un espacio enfriado.

En un refrigerador doméstico el compartimiento del congelador, donde el refrigerante absorbe el calor, sirve como el evaporador, y como condensador los serpentines detrás del refrigerador, donde el calor se disipa en el aire de la cocina.

En la figura 5-21 se muestra esquemáticamente un refrigerador. En este caso, Q_L es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado a temperatura T_L, Q_H es la magnitud del calor liberado al ambiente caliente a temperatura T_H, y $W_{neto,en}$ es la entrada de trabajo neto al refrigerador. Como se estudió antes, Q_L y Q_H representan magnitudes y por ello son cantidades positivas.

Coeficiente de operación

La *eficiencia* de un refrigerador se expresa en términos del **coeficiente de operación** (COP), denotado por COP_R. El objetivo de un refrigerador es quitar calor (Q_L) del espacio refrigerado. Para lograrlo, requiere una entrada de trabajo de $W_{neto,en}$. De ese modo el COP de un refrigerador puede expresarse como

$$COP_R = \frac{\text{salida deseada}}{\text{entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{neto,\,en}} \tag{5-9}$$

Esta relación también puede expresarse en forma de relación sustituyendo Q_L por $\dot{Q}_L$ y $W_{neto,en}$ por $\dot{W}_{neto,\,en}$.

El principio de la conservación de la energía para un dispositivo cíclico requiere que

$$W_{neto,\,en} = Q_H - Q_L \qquad \text{(kJ)} \tag{5-10}$$

En ese caso la relación del COP puede expresarse también como

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \tag{5-11}$$

Observe que el valor del COP_R puede ser *mayor que la unidad*. La cantidad de calor extraído del espacio refrigerado puede ser mayor que la cantidad de entrada de trabajo. Lo cual contrasta con la eficiencia térmica que nunca puede ser mayor que 1. De hecho, una razón por la que se expresa la eficiencia de un refrigerador mediante otro término —el coeficiente de operación— es el deseo de evitar la rareza de tener eficiencias mayores que la unidad.

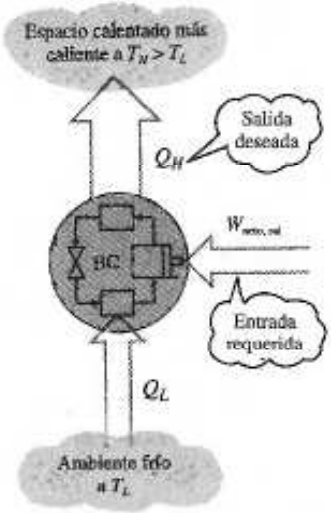


FIGURA 5-22
El objetivo de una bomba de calor es suministrar calor Q_H en un espacio más caliente.

Bombas de calor

Otro dispositivo que transfiere calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura es la **bomba de calor**, mostrada en forma esquemática en la figura 5-22. Los refrigeradores y las bombas de calor operan en el mismo ciclo, aunque difieren en objetivos. El del refrigerador es mantener el espacio refrigerado a baja temperatura quitándole calor. La descarga de este calor a un medio de mayor temperatura es tan sólo una parte de la operación, no el propósito. El objetivo de una bomba de calor es mantener un espacio calentado a alta temperatura. Lo cual consigue al absorber el calor de una fuente de baja temperatura.

como el agua de un pozo o el frío aire exterior del invierno, y suministrándolo a un medio de alta temperatura como una casa (figura 5-23).

Un refrigerador que se pone en la ventana de una casa con su puerta abierta hacia el aire frío del exterior en el invierno, funcionará como una bomba de calor, puesto que tratará de enfriar el exterior absorbiendo calor de él y liberando este calor hacia dentro de la casa a través del serpentín que está detrás de él (figura 5-24).

La medida del rendimiento de una bomba de calor se expresa también en términos del *coeficiente de operación* COP_{BC}, definido como

$$COP_{BC} = \frac{\text{salida deseada}}{\text{entrada requerida}} = \frac{Q_H}{W_{neto,\,en}} \tag{5-12}$$

que también puede expresarse como

$$COP_{BC} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \tag{5-13}$$

Una comparación de las ecuaciones 5-9 y 5-12 revela que

$$COP_{BC} = COP_R + 1 \tag{5-14}$$

para valores fijos de Q_L y Q_H. Esta relación significa que el coeficiente de rendimiento de una bomba de calor siempre es mayor que la unidad ya que el COP_R es una cantidad positiva. Es decir, una bomba de calor funcionará, en el peor de los casos, como un calentador de resistencia, suministrando tanta energía a la casa como ella consume. En realidad, parte de Q_H se pierde en el aire exterior por las tuberías y otros dispositivos, y el COP_{BC} puede disminuir por abajo de la unidad cuando la temperatura del aire exterior es demasiado baja. Cuando esto ocurre, el sistema cambia a un modo de calentamiento por resistencia. La mayor parte de las bombas de calor que operan en la actualidad tienen COP promediados por estación de 2 a 3.

Los **acondicionadores de aire** son, básicamente, refrigeradores cuyo espacio refrigerado es un cuarto o un edificio en lugar de un compartimiento de alimentos. Una unidad de acondicionamiento de aire tipo ventana enfría un cuarto al absorber calor del aire que contiene y desechándolo en el exterior. La misma unidad de acondicionamiento de aire funciona como una bomba de calor en el invierno instalándola al revés. En este modo, la unidad tomará calor del exterior frío y lo meterá al cuarto. Los sistemas de acondicionamiento de aire que se emplean con controles apropiados y una válvula de inversión operan como acondicionadores de aire en el verano y como bombas de calor en el invierno.

El rendimiento de los refrigeradores y de los acondicionadores de aire en Estados Unidos se expresa en términos del **coeficiente de eficiencia energética** (CEE), que es la cantidad de calor tomada de un espacio enfriado en Btu por 1 Wh (watt-hora) de electricidad consumida. Si se considera que 1 kWh = 3 412 Btu y consecuentemente 1 Wh = 3.412 Btu, una unidad que extrae 1 kWh de calor del espacio enfriado por cada kWh de electricidad que consume (COP = 1) tendrá un CEE de 3.412. Por tanto, la relación entre el CEE y el COP es

$$CEE = 3.412\ COP_R$$

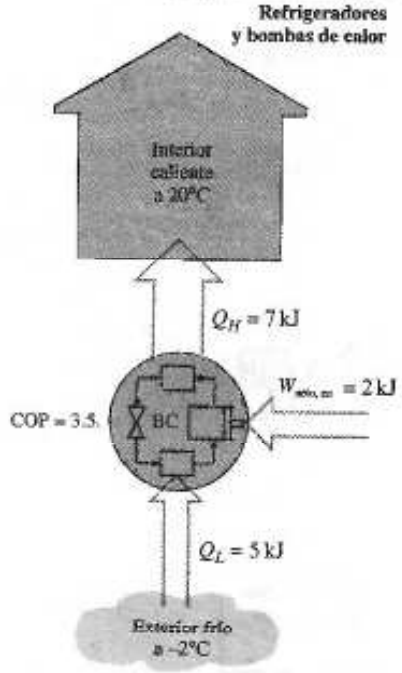


FIGURA 5-23
El trabajo suministrado a una bomba de calor se emplea para extraer energía del exterior frío y llevarla al interior caliente.



FIGURA 5-24
Cuando se instala a la inversa, un acondicionador de aire funcionará como una bomba de calor.

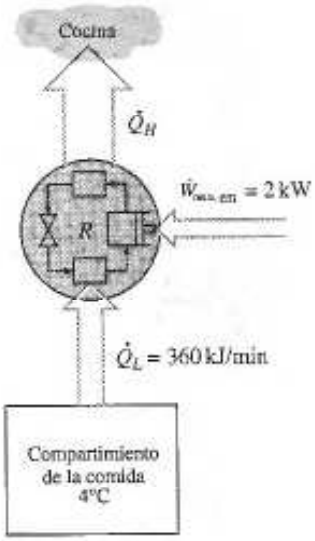


FIGURA 5-25
Dibujo esquemático para el ejemplo 5-3.

La mayor parte de los acondicionadores de aire tienen un CEE entre 8 y 12 (un COP de 2.3 a 3.5). Una bomba de calor de alta eficiencia manufacturada por la compañía Trane, la cual utiliza un compresor reciprocante de velocidad variable, tiene un COP de 3.3 en el modo de calentamiento, y un CEE de 16.9 (COP de 5.0) en el modo de acondicionamiento de aire. Los compresores y los ventiladores de velocidad variable permiten a la unidad operar a máxima eficiencia variando la necesidades de calentamiento/enfriamiento y las condiciones climáticas de acuerdo con la forma en que lo determina un microprocesador. Por ejemplo, en el modo de acondicionamiento de aire operan a velocidades más altas en días cálidos y a menores velocidades en días más fríos, aumentando tanto la eficiencia como el bienestar.

EJEMPLO 5-3

El compartimiento de comida de un refrigerador, mostrado en la figura 5-25, mantiene 4°C si se le extrae calor a una relación de 360 kJ/min. Si la entrada de potencia requerida para el refrigerador es 2 kW, determine *a)* el coeficiente de rendimiento del refrigerador y *b)* la relación a la cual se libera el calor al cuarto que alberga al refrigerador.

Solución *a)* El coeficiente de rendimiento de un refrigerador está definido por la ecuación 5-9, la cual puede expresarse en forma de relación como

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{neto,\,en}} = \frac{360\ \text{kJ/min}}{2\ \text{kW}}\left(\frac{1\ \text{kW}}{60\ \text{kJ/min}}\right) = \mathbf{3}$$

Es decir, 3 kJ de calor se extraen del espacio refrigerado por cada kJ de trabajo suministrado.

b) La relación a la cual el calor es liberado al cuarto que alberga al refrigerador se determina por la relación de la conservación de la energía para dispositivos cíclicos (ecuación 5-10), expresada en la forma de relación como

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{neto,\,en} = 360\ \text{kJ/min} + (2\ \text{kW})\left(\frac{60\ \text{kJ/min}}{1\ \text{kW}}\right) = \mathbf{480\ kJ/min}$$

Advierta que tanto la energía extraída del espacio refrigerado como el calor y la energía suministrados al refrigerador como trabajo eléctrico a la larga aparecen en el aire del cuarto y se vuelven parte de la energía interna del aire. Esto demuestra que la energía cambia de una forma a otra, se mueve de un sitio a otro, pero nunca se destruye durante un proceso.

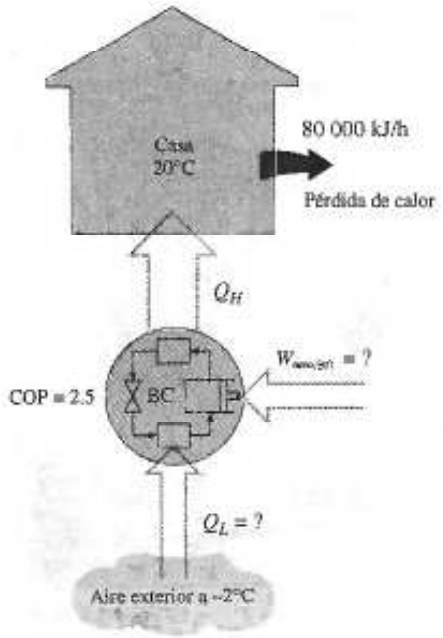


FIGURA 5-26
Dibujo esquemático para el ejemplo 5-4.

EJEMPLO 5-4

Con una bomba de calor se cubren las necesidades de calefacción de una casa al mantenerla a 20°C. Un día, cuando la temperatura del aire exterior disminuye a −2°C, se estima que la casa pierde calor a una relación de 80 000 kJ/h. Si en estas condiciones la bomba de calor tiene un COP de 2.5, determine *a)* la potencia consumida por la bomba de calor, y *b)* la relación a la cual se extrae calor del aire exterior frío.

Solución *a)* La potencia consumida por esta bomba de calor, mostrada en la figura 5-26, puede determinarse por la definición del coeficiente de rendimiento de una bomba de calor (ecuación 5-12), expresada en la forma de relación como

$$\dot{W}_{neto,\,en} = \frac{\dot{Q}_H}{\text{COP}_{BC}} = \frac{80\,000\ \text{kJ/h}}{2.5} = \mathbf{32\,000\ kJ/h\ (o\ 8.9\ kW)}$$

b) La casa pierde calor a una relación de 80 000 kJ/h. Si la casa se va a mantener a una temperatura constante de 20°C, la bomba de calor debe entregar calor a la casa a la misma relación, esto es, a razón de 80 000 kJ/h. En ese caso, la relación de transferencia de calor del aire exterior se determina a partir del principio de la conservación de la energía para un dispositivo cíclico (ecuación 5-10):

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_H - \dot{W}_{\text{neto, sal}} = (80\,000 - 32\,000)\ \text{kJ/h} = \mathbf{48\,000\ kJ/h}$$

Es decir, 48 000 de los 80 000 kJ/h del calor entregados a la casa son en realidad extraídos del aire frío exterior. En consecuencia, sólo está pagando por 32 000 kJ/h de energía, que se suministran como trabajo eléctrico a la bomba de calor. Si en vez de esto se hubiera empleado un calentador de resistencia eléctrica, se habría tenido que suministrar el total de los 80 000 kJ/h al calentador de resistencia como energía eléctrica. Esto equivaldría a un recibo de consumo de luz 2.5 veces más alto. Lo anterior explica la popularidad de las bombas de calor como sistemas de calefacción, y por qué se prefieran en vez de los simples calentadores de resistencia eléctrica, a pesar de que su costo inicial es considerablemente mayor.

Segunda ley de la termodinámica: enunciado de Clausius

Hay dos enunciados clásicos de la segunda ley: el enunciado de Kelvin-Planck, el cual se relaciona con las máquinas térmicas y que se analizó en la sección anterior, y el enunciado de Clausius, el cual se relaciona con refrigeradores o bombas de calor. El enunciado de Clausius se expresa como:

> *Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo y cuyo único efecto sea producir la transferencia de calor de un cuerpo de temperatura más baja a un cuerpo de temperatura más alta.*

Todos sabemos que el calor no fluye, por sí solo, de un medio frío a uno más caliente. El enunciado de Clausius no implica que no sea posible construir un dispositivo cíclico que transfiera calor de un medio frío a uno más caliente. De hecho, esto es precisamente lo que hace un refrigerador doméstico común. Sólo establece que un refrigerador no operará a menos que su compresor sea accionado por una fuente de energía externa, como un motor eléctrico (figura 5-27). De esta forma, el efecto neto en los alrededores implica el consumo de alguna energía en la forma de trabajo, además de la transferencia de calor de un cuerpo más frío a uno más caliente. Es decir, deja una huella en los alrededores. Por consiguiente, un refrigerador doméstico está totalmente de acuerdo con el enunciado de Clausius de la segunda ley.

Tanto los enunciados de Kelvin-Planck y de Clausius como los de la segunda ley son negativos, y un enunciado negativo no puede probarse. Al igual que otras leyes físicas, la segunda ley de la termodinámica parte de observaciones experimentales. Hasta la fecha, no se ha conducido ningún experimento que contradiga la segunda ley, y esto debe tomarse como una evidencia suficiente de su validez.

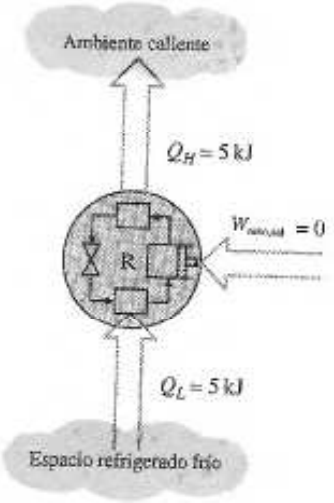


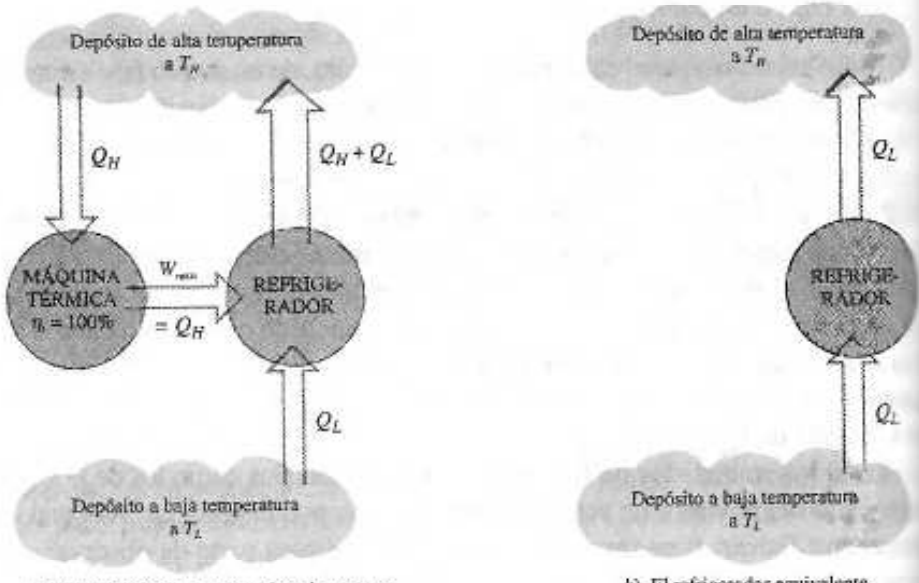
FIGURA 5-27
Un refrigerador que viola el enunciado de Clausius de la segunda ley.

Equivalencia de los dos enunciados

Los enunciados de Kelvin-Planck y de Clausius son equivalentes en sus consecuencias y cualquiera de ellos es útil como la expresión de la segunda ley de la termodinámica. Cualquier dispositivo que viole el enunciado de Kelvin-Planck viola también el enunciado de Clausius, y viceversa. Esto puede demostrarse del modo siguiente:

Considere la combinación máquina térmica-refrigerador mostrada en la figura 5-28*a* operando entre los mismos dos depósitos. Se supone que la máquina térmica tiene, en contra del enunciado de Kelvin-Planck, una eficiencia térmica del 100 por ciento y, por tanto, convierte todo el calor Q_H que recibe en trabajo W. Este trabajo se suministra luego a un refrigerador que extrae una cantidad de calor Q_L del depósito de baja temperatura y que libera una cantidad de calor $Q_L + Q_H$ al depósito de alta temperatura. Durante este proceso, el depósito de alta temperatura recibe una cantidad neta de calor Q_L (la diferencia entre $Q_L + Q_H$ y Q_H). De esta manera, la combinación de los dos dispositivos resulta en un refrigerador, como muestra la figura 5-28*b*, que transfiere calor en una cantidad Q_L de un cuerpo más frío a uno más caliente sin requerir ninguna entrada de energía del exterior. Esto es claramente una violación del enunciado de Clausius. Por consiguiente, una violación del enunciado de Kelvin-Planck produce la violación del enunciado de Clausius.

Es posible demostrar de una manera similar que una violación del enunciado de Clausius conduce a la violación del enunciado de Kelvin-Planck. Por tanto, los enunciados de Clausius y de Kelvin-Planck son dos expresiones equivalentes de la segunda ley de la termodinámica.



a) Un refrigerador que es accionado por una máquina térmica 100 por ciento eficiente

b) El refrigerador equivalente

FIGURA 5-28
Prueba de que la violación del enunciado de Kelvin-Planck conduce a la violación del enunciado de Clausius.

5-5 ■ MÁQUINAS DE MOVIMIENTO PERPETUO

Varias veces se ha señalado que un proceso no puede ocurrir a menos que satisfaga tanto la primera como la segunda leyes de la termodinámica. Todo dispositivo que viole cualesquiera de ellas recibe el nombre de **máquina de movimiento perpetuo**, y a pesar de numerosos intentos, no se conoce ninguna máquina de movimiento perpetuo que funcione. Aunque esto no ha detenido a los inventores en su afán de nuevos intentos.

Un dispositivo que viole la primera ley de la termodinámica (*creando* energía) se denomina **máquina de movimiento perpetuo de primera especie** (MMP1), y un dispositivo que viole la segunda ley de la termodinámica se llama **máquina de movimiento perpetuo de segunda especie** (MMP2).

Considere la central eléctrica de vapor que muestra la figura 5-29. Se propone calentar el vapor mediante calentadores eléctricos colocados dentro de la caldera, en lugar de hacerlo por medio de la energía suministrada por combustibles fósiles o nucleares. Parte de la electricidad generada por la planta se va a emplear para accionar los calentadores y la bomba. El resto de la energía eléctrica alimentará la red eléctrica como la salida de trabajo neto. El inventor sostiene que una vez que arranque el sistema, esta central eléctrica producirá electricidad indefinidamente sin requerir ninguna entrada de energía del exterior.

Bien, aquí está un invento que podría resolver el problema energético mundial, si funciona, desde luego. Una revisión cuidadosa de este invento revela que el sistema encerrado por el área sombreada suministra energía continuamente al exterior a una relación de $\dot{Q}_{sal} + \dot{W}_{neto,sal}$ sin recibir ninguna energía. Esto es, este sistema crea energía a una relación de $\dot{Q}_{sal} + \dot{W}_{neto,sal}$, lo que constituye claramente una violación de la primera ley. Por tanto, este sorprendente dispositivo no es más que una MMP1 y no merece ninguna consideración adicional.

Ahora considere otra idea novedosa del mismo inventor. Convencido de que la energía no puede crearse, sugiere la siguiente modificación que mejorará considerablemente la eficiencia térmica de la central eléctrica, sin violar la primera ley. Consciente de que más de la mitad del calor transferido al vapor en la calde-

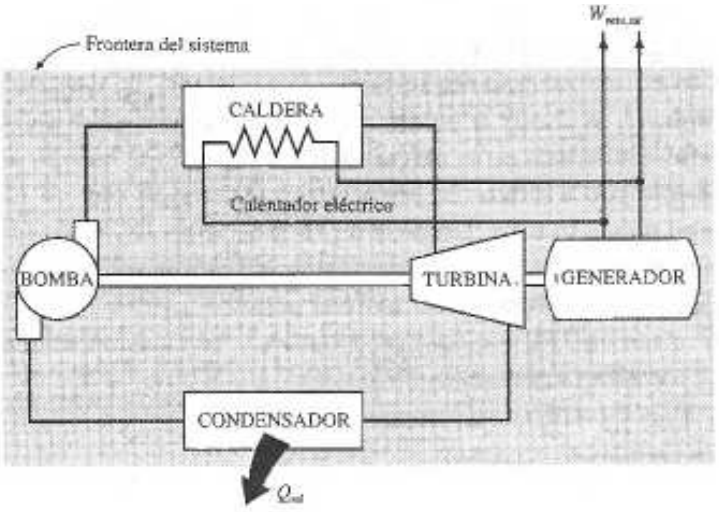


FIGURA 5-29
Una máquina de movimiento perpetuo que viola la primera ley de la termodinámica (MMP1).

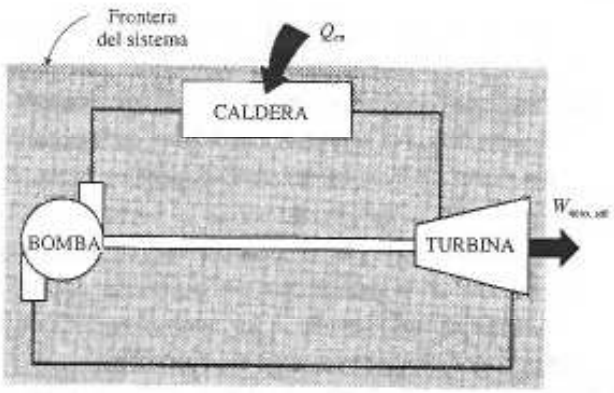


FIGURA 5-30
Una máquina de movimiento perpetuo que viola la segunda ley de la termodinámica (MMP2).

ra es descargado por el condensador al ambiente, el inventor sugiere librarse de este componente de desecho y enviar el vapor a la bomba tan rápido como éste salga de la turbina, como muestra la figura 5-30. De esta forma, todo el calor transferido al vapor en la caldera será convertido en trabajo, y así, la central eléctrica tendrá una eficiencia teórica de 100 por ciento. El inventor reconoce que algunas pérdidas térmicas y la fricción entre componentes móviles son inevitables y que estos efectos perjudicarán un poco la eficiencia, pero que incluso con ellos espera que la eficiencia no sea menor que 80 por ciento (lo que contrasta con el 40 por ciento en las centrales eléctricas actuales) en un sistema diseñado cuidadosamente.

Ahora bien, sin duda la posibilidad de duplicar la eficiencia tentaría a los gerentes de la planta y, si no están adecuadamente capacitados, es probable que consideren esta idea, ya que de manera intuitiva no ven nada incorrecto en ella. Sin embargo, un estudiante de termodinámica, de inmediato, etiqueta este dispositivo como una MMP2, puesto que trabaja en un ciclo y realiza una cantidad neta de trabajo mientras intercambia calor exclusivamente con un solo depósito (el horno). Satisface la primera ley pero viola la segunda y, en consecuencia, no funcionará.

Innumerables máquinas de movimiento perpetuo han sido propuestas a lo largo de la historia, y muchas más se siguen proponiendo. Algunos de los proponentes han llegado al grado de patentar sus invenciones, sólo para descubrir que en realidad tienen un pedazo de papel inservible en sus manos.

Algunos inventores de máquinas de movimiento perpetuo tuvieron mucho éxito en amasar grandes fortunas. Por ejemplo, un carpintero de Filadelfia de nombre J. W. Kelly acumuló millones de dólares entre 1874 y 1898 aportados por inversionistas en su *máquina de vacío pulsante hidroneumática* que supuestamente podía mover un ferrocarril 3 000 millas con un litro de agua. Desde luego nunca lo hizo. Después de su muerte en 1898, los inversionistas descubrieron que la máquina de demostración estaba activada por un motor oculto. Hace poco un grupo de accionistas pensaba invertir 2.5 millones de dólares en un misterioso *incrementador de energía*, el cual multiplicaba toda la energía que tomaba, pero antes su abogado exigió la opinión de un experto. Al confrontar a los científicos, el "inventor" huyó de la escena, incluso sin intentar hacer funcionar su máquina de demostración.

Cansada de las solicitudes de máquinas de movimiento perpetuo, la oficina de patentes de Estados Unidos decretó en 1918 que ya no consideraría ninguna solicitud relativa al movimiento perpetuo. No obstante, varias solicitudes aún siguen archivadas y algunas elaboradas a través de la oficina de patentes no se han detectado. Algunos solicitantes, cuyas solicitudes de patente se negaron, recurrieron a procesos legales. Por ejemplo, en 1982 la Oficina de Patentes de Estados Unidos descartó un enorme dispositivo que incluía varios cientos de kilogramos de imanes rotatorios y kilómetros de alambre de cobre que se suponía generaba más electricidad de la que consumía de un paquete de baterías, así como otras máquinas de movimiento perpetuo. A pesar de ello el inventor impugnó la decisión, y en 1985 el National Bureau of Standards probó la máquina sólo para certificar que operaba con baterías. Mas no pudo convencer al inventor de que su máquina no funcionaba.

Los proponentes de máquinas de movimiento perpetuo tienen innovaciones en mente, aunque suelen carecer de capacitación formal en ingeniería, lo cual es muy desafortunado. Nadie se escapa de la tentación de un mecanismo innovativo de movimiento perpetuo. Pero, como dice el dicho, cuando el río suena, agua lleva.

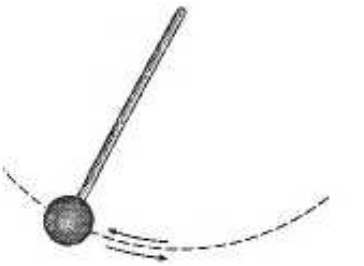
5-6 ■ PROCESOS REVERSIBLE E IRREVERSIBLE

La segunda ley de la termodinámica establece que ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia de 100 por ciento. En ese caso uno puede preguntar, ¿cuál es la eficiencia más alta posible que *puede* tener una máquina térmica? Antes de contestar esa pregunta, es necesario definir un proceso ideal, el cual recibe el nombre de *proceso reversible*.

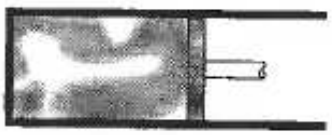
Los procesos que se analizaron en la sección 5-1 sucedieron en cierta dirección. Una vez que han ocurrido, estos procesos no pueden invertirse por sí solos de modo espontáneo y regresar al sistema a su estado inicial. Por esta razón se clasifican como *procesos irreversibles*. Después de que una taza de café caliente se enfría, no se calentará al recuperar de los alrededores el calor que perdió. Si así fuera, los alrededores, así como el sistema (el café), regresarían a su condición original, y esto sería un proceso reversible.

Un **proceso reversible** es *aquel que puede invertirse sin dejar ninguna huella en los alrededores* (figura 5-31); tanto el sistema como los alrededores regresan a sus estados iniciales al final del proceso inverso. Esto es posible sólo si el intercambio de calor neto y de trabajo neto entre el sistema y los alrededores es cero para el proceso combinado (original e invertido). Los procesos que no son reversibles son conocidos como **irreversibles**.

Debe señalarse que un sistema puede regresar a su estado inicial si sigue un proceso, no importa si el proceso es reversible o irreversible. Pero en procesos reversibles, este regreso se hace sin dejar ningún cambio neto en los alrededores, en tanto que en procesos irreversibles los alrededores suelen realizar cierto trabajo sobre el sistema y, por tanto, no regresarán a su estado original.



a) Péndulo sin fricción



b) Expansión y compresión en cuasiequilibrio de un gas

FIGURA 5-31
Dos procesos reversibles familiares.

En realidad los procesos reversibles no suceden en la naturaleza. Son meras *idealizaciones* de los procesos reales. Los procesos reversibles pueden aproximarse por medio de dispositivos reales, aunque nunca pueden alcanzarse. Es decir, todos los procesos dados en la naturaleza son irreversibles. Tal vez al lector le sorprenda *por qué* se estudian tales procesos ficticios. Hay dos razones. La primera es que son fáciles de analizar, gracias a que un sistema pasa por una serie de estados de equilibrio durante un proceso reversible; la segunda es que sirven como modelos ideales con los cuales pueden compararse los procesos reales.

En la vida diaria, los conceptos del señor Perfecto y la señora Perfecta son también idealizaciones, exactamente como el concepto de proceso reversible (perfecto). Las personas que insisten en encontrar a la señora o al señor Perfecto para echar raíces se condenan a ser don Solterón o doña Solterona para toda su vida. La posibilidad de encontrar el jaque mate perfecto no es más alta que la posibilidad de encontrar un proceso perfecto (reversible). De igual modo, una persona que se empecina en la perfección en los amigos está destinada a no tenerlos.

Los ingenieros están interesados en los procesos reversibles porque los artefactos que producen trabajo, como los motores de automóvil y las turbinas de gas o vapor *entregan más trabajo*, y los dispositivos que consumen trabajo como los compresores, los ventiladores y las bombas *requieren menos trabajo* cuando se utilizan los procesos reversibles en vez de los irreversibles (figura 5-32).

Los procesos reversibles pueden verse como *límites teóricos* para los procesos irreversibles correspondientes. Algunos procesos son más irreversibles que otros. Tal vez nunca se tenga un proceso reversible, pero sin duda es posible acercarse a él. Cuanto más cerca de un proceso reversible se esté, tanto mayor será el trabajo entregado por un dispositivo productor de trabajo o tanto menor resultará el trabajo requerido por un dispositivo que consume trabajo.

El concepto de proceso reversible conduce a la definición de la *eficiencia de la segunda ley* en procesos reales, la cual es el grado de aproximación a los procesos reversibles correspondientes. Esto permite comparar el rendimiento de diferentes dispositivos, diseñados para hacer la misma tarea con base en sus eficiencias. Cuanto mejor es el diseño, tanto menores son las irreversibilidades y tanto mayor la eficiencia de la segunda ley.

Irreversibilidades

Los factores que ocasionan la irreversibilidad de un proceso se llaman **irreversibilidades**. Entre ellos están la fricción, la expansión libre, la mezcla de dos gases, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura

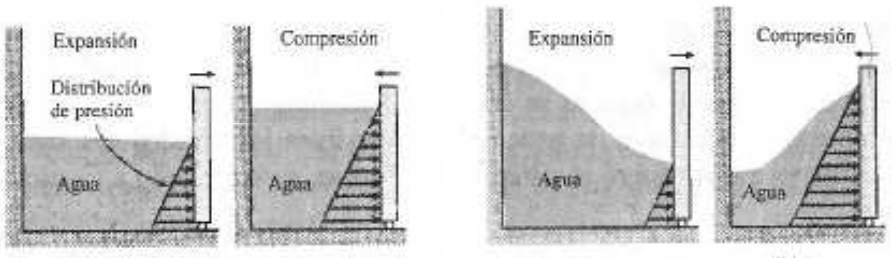


FIGURA 5-32
Los procesos reversibles entregan la mayor y consumen la menor parte de trabajo.

finita, la resistencia eléctrica, la deformación inelástica de sólidos y las reacciones químicas. La presencia de cualquiera de estos efectos produce un proceso irreversible. Un proceso reversible no incluye ninguno de ellos. Algunas de las irreversibilidades encontradas con mayor frecuencia se discuten brevemente a continuación.



FIGURA 5-33
La fricción vuelve irreversible un proceso.

Fricción

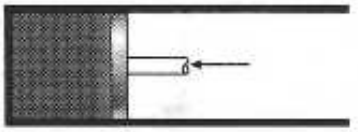
La fricción es una forma familiar de irreversibilidad asociada a cuerpos en movimiento. Cuando dos cuerpos en contacto están obligados a moverse uno respecto del otro (un émbolo en un cilindro por ejemplo, como muestra la figura 5-33), se genera una fuerza de fricción que se opone al movimiento en la interfaz entre estos dos cuerpos, y se requiere cierto trabajo para superarla. Al final la energía suministrada como trabajo se convierte en calor durante el proceso y se transfiere a los cuerpos en contacto, como lo muestra el aumento de temperatura en la interfaz. Cuando se invierte la dirección del movimiento, los cuerpos retornarán a su posición original, pero la interfaz no se enfriará y el calor no se convertirá de nuevo en trabajo. En vez de ello, casi todo el trabajo se convertirá en calor en tanto se vencen las fuerzas de fricción que también se oponen al movimiento inverso. En vista de que el sistema (los cuerpos en movimiento) y los alrededores no pueden regresar a sus estados originales, este proceso es irreversible. Cuanto mayores son las fuerzas de fricción implicadas, tanto más irreversible resulta el proceso.

La fricción no siempre implica dos cuerpos sólidos en contacto. También aparece entre un fluido y un sólido e, incluso, entre las capas de un fluido que se mueven a distintas velocidades. Una fracción considerable de la potencia producida por un motor de automóvil se emplea para superar la fricción (la fuerza de arrastre) entre el aire y las superficies externas del auto y, a la larga, se vuelve parte de la energía interna del aire. No es posible invertir este proceso y recuperar la potencia consumida, aunque hacerlo no violaría el principio de conservación de la energía.

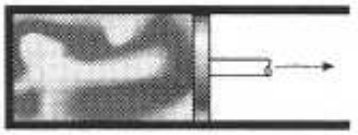
Expansión y compresión de no cuasiequilibrio

En el capítulo 1 se definió un proceso de cuasiequilibrio como aquel durante el cual el sistema permanece infinitesimalmente cercano a un estado de equilibrio todo el tiempo. Considere un dispositivo de cilindro-émbolo adiabático sin fricción que contiene un gas. Se empuja el émbolo dentro del cilindro y comprime al gas. Si la velocidad del émbolo no es muy alta, la presión y la temperatura aumentarán uniformemente por todo el gas. Como el sistema se mantiene siempre en un estado cercano al equilibrio, éste es un proceso de cuasiequilibrio.

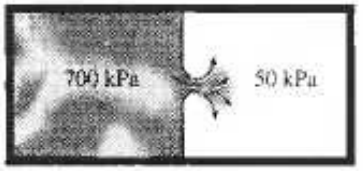
Después, la fuerza externa del émbolo disminuye ligeramente, y el gas se expande. El proceso de expansión será también de *cuasiequilibrio* si se deja que el gas se expanda con lentitud. Cuando el émbolo regresa a su posición original, todo el trabajo de la frontera ($P\,dV$) hecho sobre el gas durante la



a) Compresión rápida



b) Expansión rápida



c) Expansión libre

FIGURA 5-34
Procesos de compresión y expansión irreversibles.

compresión se regresa a los alrededores durante la expansión. Esto es, el trabajo neto para el proceso combinado es cero. Además, no ha habido transferencia de calor en este proceso, por lo cual tanto el sistema como los alrededores regresarán a sus estados iniciales al final del proceso inverso. Por consiguiente, la lenta expansión o compresión adiabática y sin fricción de un gas es un proceso reversible.

Ahora observe este proceso adiabático de una manera de *no cuasiequilibrio*, como indica la figura 5-34. Si el émbolo se empuja con mucha rapidez, las moléculas del gas cerca de la cara del émbolo no tendrán suficiente tiempo para escapar, y se amontonarán frente al émbolo. Esto aumentará la presión cerca de la cara del émbolo y, en consecuencia, ahí la presión será más alta que en otras partes del cilindro. La no uniformidad de la presión implicará que este proceso no sea de cuasiequilibrio. El trabajo de la frontera real es una función de la presión, según como se mida en la cara del émbolo. Debido al valor más alto de la presión en la cara del émbolo, un proceso de compresión de no cuasiequilibrio requerirá una entrada de trabajo más grande que la correspondiente a uno de cuasiequilibrio. Al invertir el proceso y permitir que el gas se expanda rápidamente, las moléculas del gas no serán capaces de seguir el émbolo tan rápido, y crearán así una región de baja presión antes de la cara del émbolo. Debido a este valor de baja presión en la cara del émbolo, un proceso de no cuasiequilibrio entregará menos trabajo que el reversible correspondiente. En consecuencia, el trabajo realizado por el gas durante la expansión es menor que el efectuado por los alrededores sobre el gas durante la compresión, por tanto, los alrededores tienen un déficit neto de trabajo. Cuando el émbolo regresa a su posición inicial, el gas tendrá un exceso de energía interna, igual en magnitud al déficit de trabajo de los alrededores.

El sistema puede regresar fácilmente a su estado inicial si transfiere el exceso de esta energía interna a los alrededores como calor. Pero la única manera de que los alrededores puedan regresar a su condición inicial es convertir por completo este calor en trabajo, lo cual sólo se logra con una máquina térmica que tenga una eficiencia de 100 por ciento. Esto es imposible de hacer, incluso teóricamente, puesto que violaría la segunda ley de la termodinámica. En vista de que sólo el sistema, no él y los alrededores, puede regresar a su estado inicial, se concluye que la expansión o compresión adiabática de no cuasiequilibrio de un gas es irreversible.

Otro ejemplo de procesos de expansión de no cuasiequilibrio es la expansión libre de un gas separado de un vacío por medio de una membrana, como muestra la figura 5-34*c*. Cuando la membrana se rompe, el gas llena todo el tanque. La única manera de regresar el sistema a su estado original es comprimirlo a su volumen inicial, mientras se transfiere calor del gas hasta que alcanza su temperatura inicial. A partir de consideraciones sobre la conservación de la energía es fácil mostrar que la cantidad de calor transferida por el gas es igual a la cantidad de trabajo efectuado sobre el gas por los alrededores. La restauración de los alrededores implica la conversión completa de este calor en trabajo, lo cual violaría la segunda ley. Por tanto, la expansión libre de un gas es un proceso irreversible.

Transferencia de calor

Otra forma de irreversibilidad muy común es la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita. Por ejemplo, considere una lata de refresco frío que se deja en un cuarto caliente, como muestra la figura 5-35. El calor fluirá desde el aire del cuarto más caliente al refresco más frío. La única manera en que este proceso puede invertirse y el refresco regresar a su temperatura original es a partir de la refrigeración, la cual requiere algo de entrada de trabajo. Al final del proceso inverso, la lata regresará a su estado inicial, pero los alrededores no. La energía interna de los alrededores aumentará en una cantidad igual en magnitud al trabajo suministrado al refrigerador. El regreso de los alrededores a su estado inicial sólo puede efectuarse si este exceso de energía interna se convierte completamente en trabajo, lo cual es imposible de hacer sin violar la segunda ley. Puesto que sólo el sistema, y no él y los alrededores, puede regresar a su condición inicial, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita es un proceso irreversible.

La transferencia de calor sólo sucede cuando hay una diferencia de temperatura entre un sistema y sus alrededores. Por consiguiente, es físicamente imposible tener un proceso de tranferencia de calor reversible. Pero dicho proceso se vuelve cada vez menos irreversible a medida que la diferencia de temperatura entre los dos cuerpos se acerca a cero. Es por ello que la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura diferencial dT puede considerarse como reversible. Conforme dT se acerca a cero, es posible invertir la dirección del proceso (al menos en teoría) sin requerir ninguna refrigeración. Advierta que la transferencia de calor reversible es un proceso conceptual y no puede reproducirse en el laboratorio.

Cuanto más pequeña es la diferencia de temperatura entre dos cuerpos, tanto más pequeña será la relación de transferencia de calor. Cuando la diferencia de temperatura es pequeña, cualquier transferencia de calor significativa requerirá un área superficial muy grande y un tiempo sumamente prolongado. Así, resulta que acercarse a la transferencia de calor reversible es deseable, desde un punto de vista termodinámico, pero es impráctico y económicamente incosteable.



a) Un proceso de transferencia de calor irreversible

b) Un proceso de transferencia de calor imposible

FIGURA 5-35

a) La transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura es irreversible, y *b*) el proceso inverso es imposible.

Procesos interna y externamente reversibles

Un proceso es una interacción entre un sistema y sus alrededores, y un proceso reversible no implica irreversibilidades asociadas con cualquiera de ellos.

Un proceso se denomina **internamente reversible** si no hay irreversibilidades dentro de las fronteras del sistema durante el proceso. En el transcurso de un proceso internamente reversible, un sistema sigue una serie de estados de equilibrio, y cuando se invierte el proceso, el sistema pasa con exactitud por los mismos estados de equilibrio mientras regresa a su estado inicial. Esto es, las trayectorias de los procesos directo e inverso coinciden en un proceso internamente reversible. El proceso de cuasiequilibrio analizado antes es un ejemplo de un proceso internamente reversible.



FIGURA 5-36
Un proceso reversible no incluye irreversibilidades interna y externa.

Un proceso recibe el nombre de **externamente reversible** si no ocurren irreversibilidades fuera de las fronteras del sistema durante el proceso. La transferencia de calor entre un depósito y un sistema es un proceso externamente reversible si la superficie de contacto entre el sistema y el depósito se encuentran a la temperatura de este último.

Un proceso es llamado **totalmente reversible**, o sólo **reversible**, si no incluye irreversibilidades dentro del sistema o sus alrededores (figura 5-36). Un proceso totalmente reversible no implica transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, tampoco cambios de no cuasiequilibrio, ni fricción u otros efectos disipadores.

Como un ejemplo considere la transferencia de calor de dos sistemas idénticos, sometidos a un proceso de cambio de fase a presión constante (y, por tanto, temperatura constante), como muestra la figura 5-37. Ambos procesos son internamente reversibles, ya que los dos ocurren de modo isotérmico y pasan por los mismos estados de equilibrio. El primer proceso mostrado también es externamente reversible, puesto que la transferencia de calor en el mismo sucede por una diferencia de temperatura infinitesimal dT. Sin embargo, el segundo proceso, es externamente irreversible, debido a que implica transferencia de calor por una diferencia de temperatura finita ΔT.

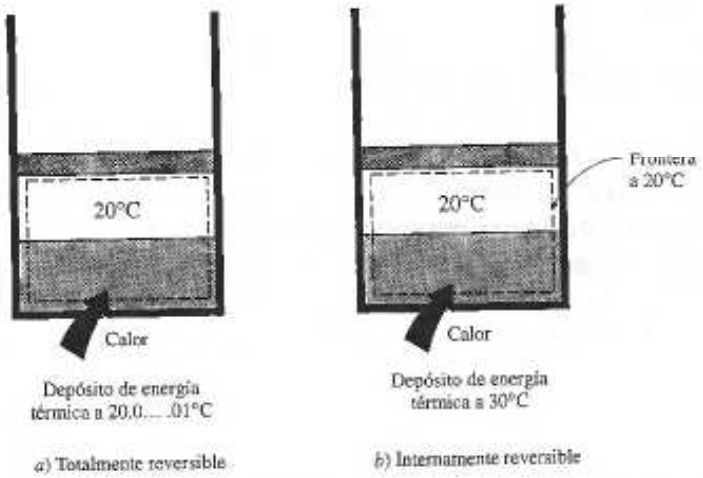


FIGURA 5-37
Procesos de transferencia de calor total e internamente reversibles.

5-7 ■ EL CICLO DE CARNOT

Ya se mencionó que las máquinas térmicas son dispositivos cíclicos y que el fluido de trabajo de una máquina térmica regresa a su estado inicial al término de cada ciclo. También que se efectúa trabajo por el fluido de trabajo durante una parte del ciclo y sobre el fluido de trabajo durante otra parte. La diferencia entre estos dos es el trabajo neto entregado por la máquina térmica. La eficiencia de un ciclo de una máquina térmica depende en gran medida de cómo se ejecutan los procesos individuales que integran el ciclo. El trabajo neto, por consiguiente la eficiencia del ciclo, puede maximizarse al utilizar procesos que requieran la menor cantidad de trabajo y entreguen la mayor, es decir, empleando *procesos reversibles*. Por

consiguiente, no es una sorpresa que los ciclos más eficientes sean ciclos reversibles; ciclos compuestos por completo de procesos reversibles.

Los ciclos reversibles no pueden alcanzarse en la práctica debido a que las irreversibilidades asociadas con cada proceso no pueden eliminarse. Sin embargo, los ciclos reversibles brindan límites superiores en el rendimiento de los ciclos reales. Las máquinas térmicas y los refrigeradores que trabajan en ciclos reversibles son modelos con los cuales las máquinas térmicas y los refrigeradores reales pueden compararse. Los ciclos reversibles sirven también como puntos de partida en el desarrollo de los ciclos reales y se modifican según se necesite para cubrir ciertos requerimientos.

Es probable que el ciclo reversible más conocido sea el **ciclo de Carnot**, propuesto por primera vez en 1824 por el ingeniero francés Sadi Carnot. La máquina térmica teórica que opera en el ciclo de Carnot se llama la **máquina térmica de Carnot**. El ciclo de Carnot se compone de cuatro procesos reversibles —dos isotérmicos y dos adiabáticos— y puede ejecutarse ya sea en un sistema cerrado o en uno de flujo permanente.

Considere un sistema cerrado compuesto por un gas contenido en un dispositivo de cilindro-émbolo adiabático, como se indica en la figura 5-38. El aislamiento de la cabeza del cilindro es tal que puede quitarse para poner al cilindro en contacto con depósitos que permitan la transferencia de calor. Los cuatro procesos reversibles que componen el ciclo de Carnot son los siguientes:

Expansión isotérmica reversible (proceso 1-2, T_H = constante). En un inicio (estado 1) la temperatura del gas es T_H, y la cabeza del cilindro está en estrecho contacto con una fuente a temperatura T_H. Se permite que el gas se expanda lentamente y que realice trabajo sobre los alrededores. Cuando el gas se expande, su temperatura tiende a disminuir. Pero tan pronto como la temperatura disminuye en una cantidad infinitesimal dT, un poco de calor fluye del depósito al gas, lo cual eleva la temperatura de éste a T_H. En consecuencia, la temperatura del gas se mantiene constante en T_H. Como la diferencia de temperatura entre el gas y el depósito nunca excede una cantidad diferencial dT, éste es un proceso de transferencia de calor reversible. El cual continúa hasta que el émbolo alcanza la posición 2. La cantidad de calor total transferida al gas durante este proceso es Q_H.

Expansión adiabática reversible (proceso 2-3, la temperatura disminuye de T_H a T_L). En el estado dos, el depósito que estaba en contacto con la cabeza del cilindro se quita y se remplaza por un aislamiento, de manera que el sistema se vuelve adiabático. El gas continúa su expansión lenta y efectúa trabajo sobre los alrededores hasta que su temperatura desciende de T_H a T_L (estado 3). Se supone que no hay fricción en el émbolo y que el proceso será de cuasiequilibrio, por lo que el proceso es tanto reversible como adiabático.

Compresión isotérmica reversible (proceso 3-4, T_L = constante). En el estado 3 se quita el aislamiento en la cabeza del cilindro y éste entra en contacto con un sumidero a temperatura T_L. Después el émbolo se empuja hacia dentro mediante una fuerza externa, y efectúa trabajo sobre el gas. A medida que se comprime el gas, su temperatura tiende a aumentar. Pero tan pronto

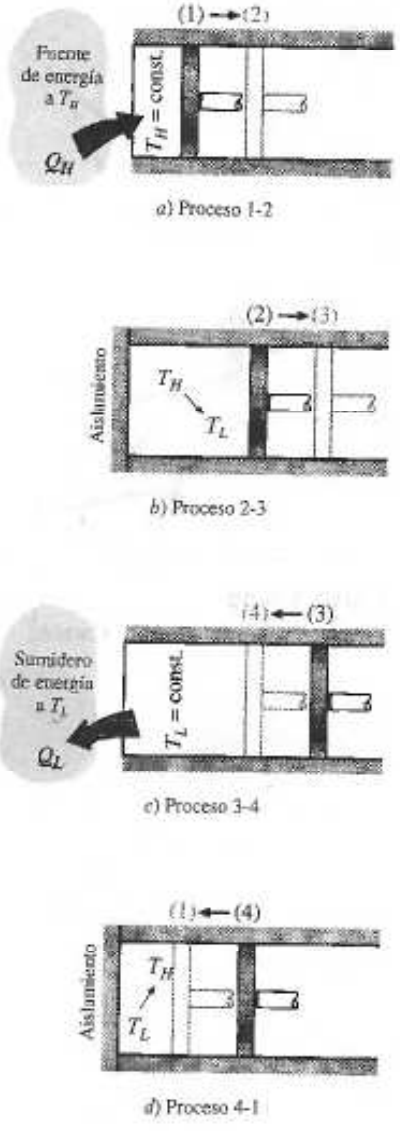


FIGURA 5-38
Ejecución de un ciclo de Carnot en un sistema cerrado.

como se incrementa en una cantidad infinitesimal dT, fluye calor del gas al sumidero, lo cual provoca que la temperatura del gas disminuya a T_L. De esta manera, la temperatura del gas se mantiene constante en T_L. Como la diferencia de temperatura entre el gas y el sumidero nunca excede una cantidad diferencial dT, éste es un proceso de transferencia de calor reversible. El proceso continúa hasta que el émbolo alcanza la posición 4. La cantidad de calor desechada por el gas en este proceso es Q_L.

Compresión adiabática reversible (proceso 4-1, la temperatura aumenta de T_L a T_H). El estado 4 es tal que cuando el depósito de baja temperatura se quita y se vuelve a poner el aislamiento sobre la cabeza del cilindro y el gas se comprime de manera reversible, éste regresa a su estado inicial (estado 1). La temperatura aumenta de T_L a T_H durante este proceso, el cual completa el ciclo.

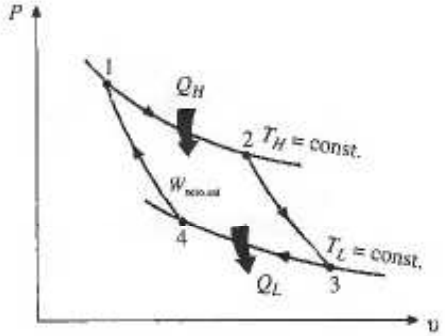


FIGURA 5-39
Diagrama P-v del ciclo de Carnot.

El diagrama P-v de este ciclo se muestra en la figura 5-39. Si recuerda que sobre un diagrama P-v el área bajo la curva del proceso representa el trabajo de la frontera en procesos de cuasiequilibrio (internamente reversibles), observe que el área bajo la curva 1-2-3 es el trabajo efectuado por el gas durante la parte de expansión del ciclo, y el área bajo la curva 3-4-1 es el trabajo realizado sobre el gas durante la parte de compresión del ciclo. El área encerrada por la trayectoria del ciclo (área 1-2-3-4-1) es la diferencia entre estas dos y representa el trabajo neto efectuado durante el ciclo.

Observe que si actúa con mezquindad y comprime el gas en el estado 3 adiabático en vez de isotérmicamente, en un esfuerzo *por ahorrar* Q_L terminaría de nuevo en el estado 2, y volvería a trazar la trayectoria del proceso 3-2. Al hacerlo así ahorraría Q_L pero no sería capaz de obtener ninguna salida de trabajo neto de esta máquina. Esto ilustra una vez más la necesidad de una máquina térmica que intercambie calor con al menos dos depósitos a diferentes temperaturas para operar en un ciclo y producir una cantidad neta de trabajo.

El ciclo de Carnot también puede ejecutarse en un sistema de flujo permanente. Se estudia en el capítulo 8 junto a otros ciclos de potencia.

Al ser un ciclo reversible, el de Carnot es el ciclo más eficiente que opera entre dos límites de temperatura especificados. Aun cuando el ciclo de Carnot no es posible en la realidad, la eficiencia de los ciclos reales puede mejorarse si se aproxima lo más posible al ciclo de Carnot.

El ciclo de Carnot inverso

El ciclo de la máquina térmica de Carnot descrito es un ciclo totalmente reversible. Por consiguiente, todos los procesos que comprende pueden *invertirse*, en cuyo caso se convierte en el **ciclo de refrigeración de Carnot**. Esta vez, el ciclo permanece exactamente igual, excepto en que las direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo están invertidas: Se absorbe calor en una cantidad de Q_L del depósito de baja temperatura, y se desecha calor en la cantidad de Q_H en un depósito de alta temperatura. Para lograr todo esto se requiere una entrada de trabajo de $W_{neto,\,ent}$.

El diagrama P-v del ciclo de Carnot invertido es el mismo que el obtenido para el ciclo de Carnot, salvo que todas las direcciones de los procesos están invertidas, como muestra la figura 5-40.

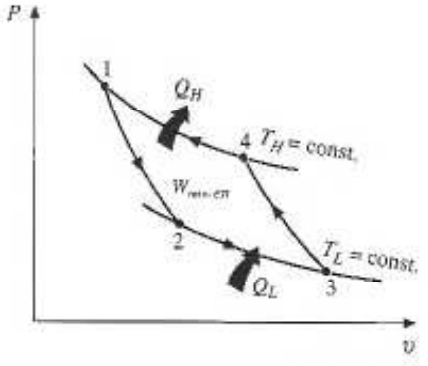


FIGURA 5-40
Diagrama P-v del ciclo de Carnot inverso.

5-8 ■ LOS PRINCIPIOS DE CARNOT

La segunda ley de la termodinámica impone limitaciones en la operación de dispositivos cíclicos, según lo expresan los enunciados de Kelvin-Planck y Clausius. Una máquina térmica no opera si intercambia calor con un solo depósito, y un refrigerador no puede operar sin una entrada de trabajo neto de una fuente externa.

Es posible extraer conclusiones valiosas de estos enunciados. Dos de ellas se refieren a la eficiencia de máquinas térmicas reversibles e irreversibles (esto es, reales), y se conocen como los **principios de Carnot** (figura 5-41). Se expresan del modo siguiente:

1 *La eficiencia de una máquina térmica irreversible siempre es menor que la eficiencia de una reversible que opera entre los mismos dos depósitos.*

2 *Las eficiencias de todas las máquinas térmicas reversibles que operan entre los dos mismos depósitos son iguales.*

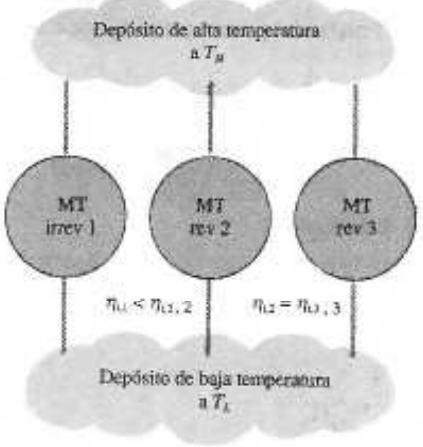


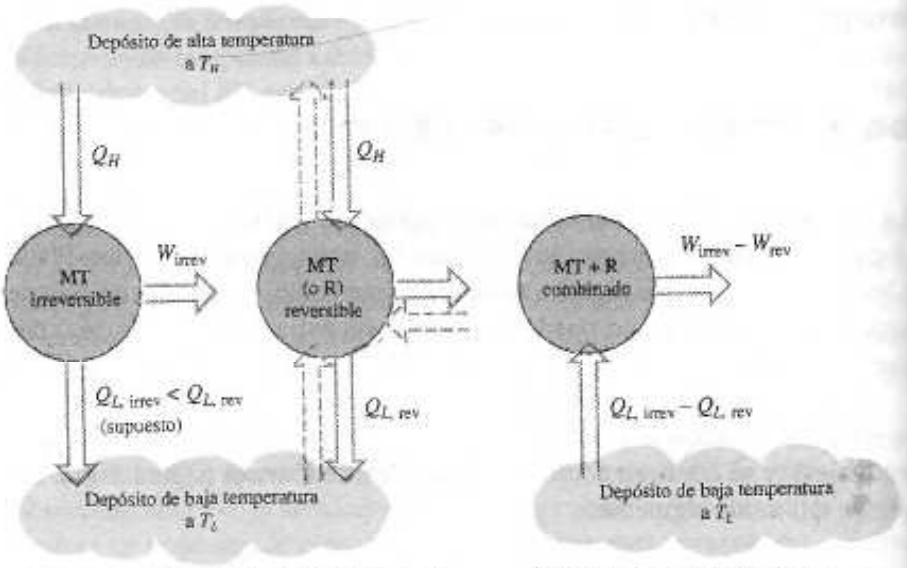
FIGURA 5-41
Los principios de Carnot.

Estos dos enunciados pueden probarse demostrando que la violación de cualquiera de ellos viola la segunda ley de la termodinámica.

Para probar el primer enunciado considere dos máquinas térmicas que operan entre los mismos depósitos, como muestra la figura 5-42. Una máquina es reversible y la otra es irreversible. A cada máquina se le suministra la misma cantidad de calor Q_H. La cantidad de trabajo producida por la máquina térmica reversible es W_{rev} y la cantidad producida por la irreversible es W_{irrev}.

En violación del primer principio de Carnot, suponga que la máquina térmica irreversible es más eficiente que la reversible (esto es, $\eta_{t,irrev} > \eta_{t,rev}$) y por ello entrega más trabajo que ésta. Deje ahora que la máquina térmica reversible se invierta y opere como un refrigerador. Este refrigerador recibirá una entrada de trabajo de W_{rev} y desechará calor en el depósito de alta temperatura. Como el refrigerador rechaza calor en la cantidad de Q_H en el depósito de alta temperatura y la máquina térmica irreversible recibe la misma cantidad de calor de este depósito, el intercambio de calor neto para este depósito es cero. De modo que podría eliminarse al tener la descarga del refrigerador Q_H directamente en la máquina térmica irreversible.

Ahora considere el refrigerador y la máquina irreversible en conjunto; tiene una máquina que produce una cantidad de trabajo neto igual a $W_{irrev} - W_{rev}$ mientras intercambia calor con un solo depósito —una violación del enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley—. Por tanto, la suposición inicial de que $\eta_{t,irrev} > \eta_{t,rev}$ es incorrecta. Así, ninguna máquina térmica puede ser más eficiente que una máquina térmica reversible que opera entre los mismos dos depósitos.



a) Una máquina térmica reversible y una irreversible que operan entre los mismos dos depósitos (la máquina térmica reversible se invierte después para funcionar como un refrigerador)

b) El sistema combinado equivalente

FIGURA 5-42
Prueba del primer principio de Carnot.

El segundo principio de Carnot también puede probarse de manera similar. En este caso, sustituya la máquina irreversible por otra máquina reversible que sea más eficiente y que por lo tanto entregue más trabajo que la primera máquina reversible. Con el mismo razonamiento anterior, tendría una máquina que produce una cantidad neta de trabajo mientras intercambia calor con un solo depósito, lo que constituye una violación de la segunda ley. Por ello, ninguna máquina térmica reversible puede ser más eficiente que otra máquina térmica reversible que opera entre los dos mismos depósitos, independientemente de cómo se termina el ciclo o del tipo de fluido de trabajo utilizado.

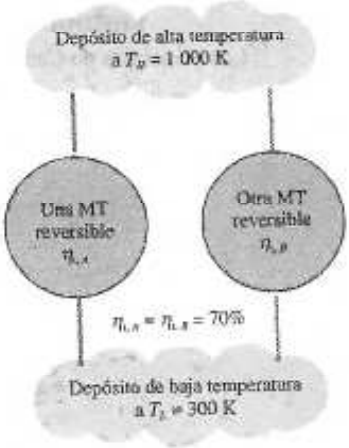


FIGURA 5-43
Todas las máquinas térmicas reversibles que operan entre los mismos dos depósitos tienen la misma eficiencia (el segundo principio de Carnot).

5-9 ■ LA ESCALA TERMODINÁMICA DE TEMPERATURAS

Una escala de temperaturas que es independiente de las propiedades de las sustancias que se emplean para medir temperatura recibe el nombre de **escala termodinámica de temperaturas**. Dicha escala de temperaturas ofrece grandes ventajas en los cálculos termodinámicos, y su derivación se brinda de inmediato utilizando alguna máquina térmica reversible.

El segundo principio de Carnot estudiado en la sección 5-8 establece que todas las máquinas térmicas reversibles tienen la misma eficiencia térmica cuando operan entre los dos mismos depósitos (figura 5-43). Es decir, la eficiencia de una máquina reversible es independiente del fluido de trabajo empleado y de sus propiedades, de la manera que se ejecuta el ciclo o del tipo de máquina reversible usado. Puesto que los depósitos de energía se caracterizan por su

temperaturas, la eficiencia térmica de máquinas térmicas reversibles es una función exclusiva de las temperaturas del depósito. Esto es,

$$\eta_{t,\,rev} = g(T_H, T_L)$$

o

$$\frac{Q_H}{Q_L} = f(T_H, T_L) \tag{5-15}$$

puesto que $\eta_t = 1 - Q_L/Q_H$. En estas relaciones, T_H y T_L son las temperaturas de los depósitos de alta y baja temperatura, respectivamente.

La forma funcional de $f(T_H, T_L)$ puede desarrollarse con la ayuda de las tres máquinas térmicas reversibles mostradas en la figura 5-44. A las máquinas A y C se les suministra la misma cantidad de calor Q_1 del depósito de alta temperatura a T_1. La máquina C rechaza Q_3 en el depósito de baja temperatura a T_3. La máquina B recibe el calor Q_2 rechazado por la máquina A a temperatura T_2 y rechaza calor en una cantidad Q_3 en el depósito a T_3.

Las cantidades de calor rechazadas por las máquinas B y C deben ser las mismas puesto que las máquinas A y B pueden combinarse en una máquina reversible que opere entre los mismos depósitos que la máquina C y debido a ello la máquina combinada tendrá la misma eficiencia que la máquina C. Como la entrada de calor a la máquina C es igual a la entrada de calor a las máquinas combinadas A y B, ambos sistemas deben rechazar la misma cantidad de calor.

Si se aplica la ecuación 5-15 a las tres máquinas por separado, obtiene

$$\frac{Q_1}{Q_2} = f(T_1, T_2) \qquad \frac{Q_2}{Q_3} = f(T_2, T_3) \qquad \text{y} \qquad \frac{Q_1}{Q_3} = f(T_1, T_3)$$

Considere ahora la identidad

$$\frac{Q_1}{Q_3} = \frac{Q_1}{Q_2}\frac{Q_2}{Q_3}$$

la cual corresponde a $f(T_1, T_3) = f(T_1, T_2) \cdot f(T_2, T_3)$

Un examen cuidadoso de esta ecuación revela que el lado izquierdo es una función de T_1 y T_3, y, en consecuencia, el lado derecho debe ser también una función sólo de T_1 y T_3, y no de T_2, es decir, el valor del producto en el lado derecho de esta ecuación es independiente del valor de T_2. Esta condición se satisfará sólo si la función f tiene la siguiente forma:

$$f(T_1, T_2) = \frac{\phi(T_1)}{\phi(T_2)} \qquad \text{y} \qquad f(T_2, T_3) = \frac{\phi(T_2)}{\phi(T_3)}$$

por lo que $\phi(T_2)$ se cancelará del producto de $f(T_1, T_2)$ y $f(T_2, T_3)$, lo cual produce

$$\frac{Q_1}{Q_3} = f(T_1, T_3) = \frac{\phi(T_1)}{\phi(T_3)} \tag{5-16}$$

Esta relación es mucho más específica que la ecuación 5-15 para la forma funcional de Q_1/Q_3 en términos de T_1 y T_3.

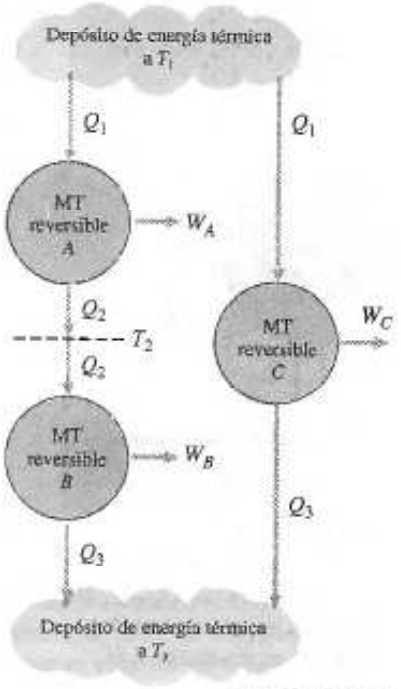


FIGURA 5-44
El arreglo de máquinas térmicas utilizado para desarrollar la escala termodinámica de temperaturas.

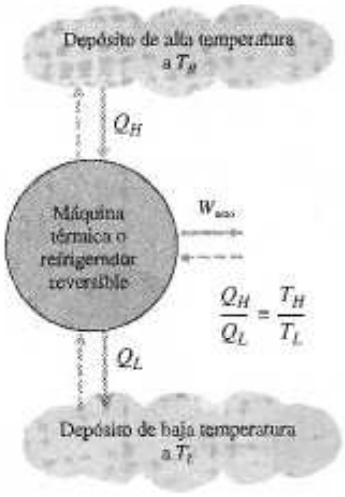


FIGURA 5-45
En ciclos reversibles el cociente de transferencia de calor Q_H/Q_L puede sustituirse por el cociente de temperaturas absolutas T_H/T_L.

Para una máquina térmica reversible que opera entre dos depósitos a temperaturas T_H y T_L, la ecuación 5-16 puede escribirse como

$$\frac{Q_H}{Q_L} = \frac{\phi(T_H)}{\phi(T_L)} \tag{5-17}$$

Éste es el único requerimiento que la segunda ley impone en el cociente de los flujos de calor hacia y de las máquinas térmicas reversibles. Varias funciones $\phi(T)$ satisfarán esta ecuación, y la elección es completamente arbitraria. Lord Kelvin propuso primero tomar $\phi(T) = T$ para definir una escala termodinámica de temperatura como (figura 5-45)

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{rev} = \frac{T_H}{T_L} \tag{5-18}$$

Esta escala de temperatura recibe el nombre de **escala Kelvin**, y las temperaturas en ella se denominan **temperaturas absolutas**. En la escala Kelvin los cocientes de temperatura dependen de los cocientes de transferencia de calor entre una máquina térmica reversible y los depósitos y son independientes de las propiedades físicas de cualquier sustancia. En esta escala las temperaturas varían entre cero e infinito.

La escala termodinámica de temperatura no está completamente definida por la ecuación 5-18, puesto que sólo brinda un cociente de temperaturas absolutas. También es necesario conocer la magnitud de un kelvin. En la Conferencia Internacional de Pesas y Medidas efectuada en 1954, al punto triple del agua (el estado en el cual las tres fases del agua existen en equilibrio) se le asignó el valor de 273.16 K. La *magnitud de un kelvin* se define como 1/273.16 del intervalo de temperatura entre el cero absoluto y la temperatura del punto triple del agua. Las magnitudes de las unidades de temperatura sobre las escalas Kelvin y Celsius son idénticas (1 K ≡ 1°C). Las temperaturas en estas dos escalas difieren por una constante de 273.15:

$$T(°C) = T(K) - 273.15 \tag{5-19}$$

Aunque la escala termodinámica de temperatura se define con la ayuda de máquinas térmicas reversibles, no es posible ni práctico operar realmente una máquina de tal tipo para determinar valores numéricos sobre la escala de temperatura absoluta. Las temperaturas absolutas pueden medirse con el empleo de otros medios, como el termómetro de gas ideal a volumen constante analizado en el capítulo 1 junto a técnicas de extrapolación. La validez de la ecuación 5-18 puede demostrarse a partir de consideraciones físicas en un ciclo reversible, al utilizar un gas ideal como el fluido de trabajo.

5-10 ■ LA MÁQUINA TÉRMICA DE CARNOT

La hipotética máquina térmica que opera en el ciclo reversible de Carnot se llama **máquina térmica de Carnot**. La eficiencia térmica de cualquier máquina térmica, reversible o irreversible, está dada por la ecuación 5-8 como

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

donde Q_H es el calor transferido a la máquina térmica desde un depósito de alta temperatura a T_H, y Q_L es el calor desechado en un depósito de baja temperatura a T_L. En máquinas térmicas reversibles, el cociente de transferencia de calor en la relación anterior puede ser sustituido por el cociente de temperaturas absolutas de los dos depósitos, de acuerdo con la ecuación 5-18. En ese caso, la eficiencia de una máquina de Carnot, o de cualquier máquina térmica reversible, se vuelve

$$\eta_{t,\text{rev}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \tag{5-20}$$

Con frecuencia esta relación se le conoce como la **eficiencia de Carnot** ya que la máquina térmica de Carnot es la máquina reversible más conocida. *Ésta es la eficiencia más alta que puede tener una máquina térmica que opere entre los dos depósitos de energía térmica a temperaturas T_L y T_H* (figura 5-46). Todas las máquinas térmicas irreversibles (esto es, reales) que operen entre estos límites de temperatura (T_L y T_H) tendrán eficiencias más bajas. Una máquina térmica real no puede alcanzar este valor de eficiencia teórica máxima porque es imposible eliminar por completo todas las irreversibilidades asociadas al ciclo real.

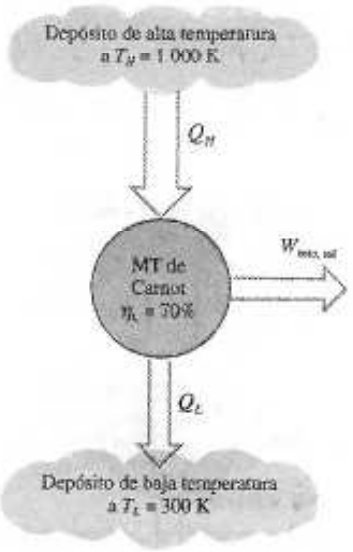


FIGURA 5-46
La máquina térmica de Carnot es la más eficiente de todas las máquinas térmicas que operan entre los mismos depósitos de alta y baja temperatura.

Observe que T_L y T_H en la ecuación 5-20 son *temperaturas absolutas*. Utilizar °C o °F para las temperaturas en esta relación produciría resultados con un error muy grande.

Las eficiencias térmicas de máquinas térmicas reales y reversibles que operan entre los mismos límites de temperatura se comparan de la manera siguiente (figura 5-47):

$$\eta_t \begin{cases} < \eta_{t,\text{rev}} & \text{máquina térmica irreversible} \\ = \eta_{t,\text{rev}} & \text{máquina térmica reversible} \\ > \eta_{t,\text{rev}} & \text{máquina térmica imposible} \end{cases} \tag{5-21}$$

Casi todos los dispositivos que producen trabajo (máquinas térmicas) en operación, tienen eficiencias por abajo de 40 por ciento, lo cual parece bajo en relación con el 100 por ciento. Sin embargo, cuando se evalúa el rendimiento de máquinas térmicas reales, las eficiencias no deben compararse con 100 por

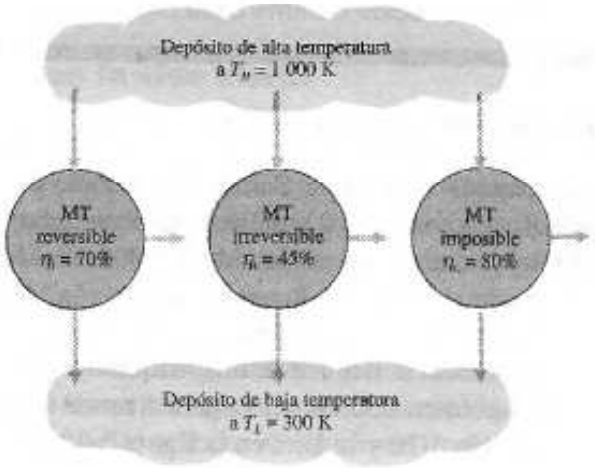


FIGURA 5-47
Ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia más alta que una máquina térmica reversible que opere entre los mismos depósitos de alta y baja temperatura.

ciento; en vez de eso, deben compararse con la eficiencia de una máquina térmica reversible que opere entre los mismos límites de temperatura —debido a que éste es el verdadero límite superior teórico para la eficiencia, no el 100 por ciento—.

La eficiencia máxima de una central eléctrica de vapor que opera entre T_H = 750 K y T_L = 300 K es 60 por ciento, según se determina de la ecuación 5-20. Comparada con este valor, una eficiencia de 40 por ciento no parece tan mala, aun cuando sigue habiendo una gran oportunidad de mejora.

Es obvio, por la ecuación 5-20, que la eficiencia de una máquina térmica de Carnot aumenta cuando T_H se incrementa o cuando T_L se reduce. Esto era de esperarse pues conforme T_L disminuye, lo mismo ocurre con la cantidad de calor desechada, y a medida que T_L se aproxima a cero, la eficiencia de Carnot se acerca a la unidad. Esto también es cierto para las máquinas térmicas reales. *La eficiencia térmica de las máquinas térmicas reales puede maximizarse al suministrar calor a la máquina a la temperatura más alta posible* (limitada por la resistencia del material) *y desechando calor de la máquina a la temperatura más baja posible* (limitada por la temperatura del medio de enfriamiento como ríos, lagos o la atmósfera).

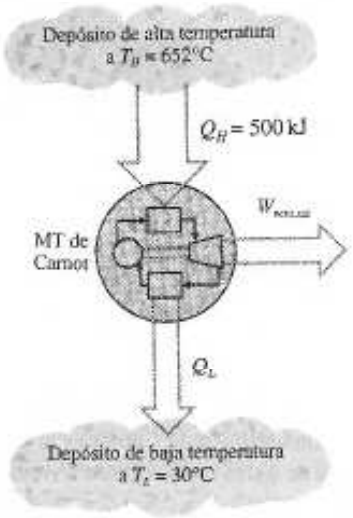


FIGURA 5-48
Dibujo esquemático para el ejemplo 5-5.

EJEMPLO 5-5

Una máquina de Carnot, mostrada en la figura 5-48, recibe 500 kJ de calor por ciclo de una fuente de alta temperatura a 652°C y desecha calor en un sumidero de baja temperatura a 30°C. Determine *a*) la eficiencia térmica de esta máquina de Carnot ,y *b*) la cantidad de calor desechada en el sumidero por ciclo.

Solución *a*) la máquina térmica de Carnot es una máquina térmica reversible, y por ello su eficiencia puede determinarse por la ecuación 5-20:

$$\eta_{t,C} = \eta_{t,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{(30 + 273)\,\text{K}}{(652 + 273)\,\text{K}} = 0.672$$

Es decir, esta máquina térmica de Carnot convierte 67.2 por ciento del calor que recibe en trabajo.

b) La cantidad de calor desechado Q_L por esta máquina térmica reversible se determina fácilmente por la ecuación 5-18:

$$Q_{L,rev} = \frac{T_L}{T_H} Q_{H,rev} = \frac{(30 + 273)\,\text{K}}{(652 + 273)\,\text{K}} (500\,\text{kJ}) = 163.8\,\text{kJ}$$

Por tanto, esta máquina térmica de Carnot descarga 163.8 kJ de los 500 kJ de calor que recibe durante cada ciclo en un sumidero de baja temperatura.

La calidad de la energía

La máquina térmica de Carnot del ejemplo 5-5 recibe calor de una fuente a 925 K y convierte 67.2 por ciento de él en trabajo, en tanto que desecha el resto (32.8 por ciento) en un sumidero a 303 K. Ahora se examina cómo varía la eficiencia térmica con la temperatura de la fuente cuando la temperatura del sumidero se mantiene constante.

La eficiencia térmica de una máquina térmica de Carnot que desecha calor en un sumidero a 303 K se evalúa a diversas temperaturas de la fuente mediante la ecuación 5-20 y se lista en la figura 5-49. Es claro que la eficiencia térmica

disminuye cuando se reduce la temperatura de la fuente. Cuando se suministra calor a la máquina térmica a 500 y no a 925 K, por ejemplo, la eficiencia térmica disminuye de 67.2 a 39.4 por ciento. Esto significa que la fracción de calor que puede convertirse en trabajo se reduce a 39.4 por ciento cuando la temperatura de la fuente disminuye a 500 K. Cuando la temperatura de la fuente es 350 K, esta fracción se vuelve sólo del 13.4 por ciento.

Estos valores de eficiencia muestran que la energía tiene **calidad** así como cantidad. Es claro, a partir de los valores de eficiencia térmica de la figura 5-49, que *más cantidad de energía térmica de alta temperatura puede convertirse en trabajo. Por tanto, cuanto más alta es la temperatura, tanto mayor será la calidad de la energía* (figura 5-50).

Por ejemplo, grandes cantidades de energía solar pueden almacenarse en grandes cuerpos de agua llamados *estanques solares* a aproximadamente 350 K. Esta energía almacenada puede ser suministrada a una máquina térmica para producir trabajo (electricidad). Sin embargo, la eficiencia de las plantas eléctricas de estanque solar es muy baja (menos de 5 por ciento) debido a la baja calidad de la energía almacenada en la fuente, y los costos de construcción y mantenimiento son relativamente altos. En consecuencia, no son competitivas a pesar de que la energía que suministran tales plantas es gratuita. La temperatura (y en consecuencia, la calidad) de la energía solar almacenada podría aumentarse mediante colectores concentradores, pero en ese caso el costo del equipo se vuelve muy elevado.

El trabajo es una forma más valiosa de energía que el calor, gracias a que 100 por ciento del trabajo puede convertirse en calor y sólo una fracción del calor puede convertirse en trabajo. Cuando se transfiere calor de un cuerpo de alta temperatura a uno de menor temperatura, éste se degrada en virtud de que una menor cantidad del mismo puede convertirse después en trabajo. Por ejemplo, si 100 kJ de calor de un cuerpo a 1 000 K se transfieren hacia un cuerpo a 300 K, al final tendremos 100 kJ de energía térmica almacenada a 300 K, lo cual no tiene valor práctico. Pero si esta conversión se hace mediante una máquina térmica, hasta $1 - 300/1\,000 = 70$ por ciento del calor podría convertirse en trabajo, que es una forma más valiosa de energía. De modo que 70 kJ del potencial de trabajo se desechan como una consecuencia de esta transferencia de calor, y la energía se degrada. La degradación de la energía durante un proceso se analiza de manera más amplia en el capítulo 7.

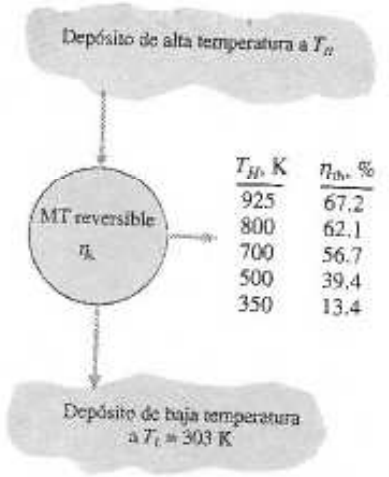


FIGURA 5-49
La fracción de calor que puede convertirse en trabajo como una función de la temperatura de la fuente (para T_L = 303 K).

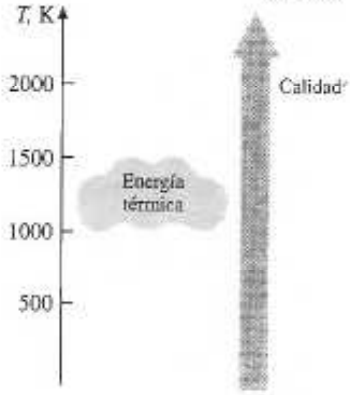


FIGURA 5-50
Cuanto más alta es la temperatura de la energía térmica, tanto mayor su calidad.

Cantidad contra calidad en la vida diaria

En tiempos de crisis energética hay un bombardeo con discursos y artículos acerca de cómo "conservar" la energía. Pero todos saben que la *cantidad* de energía en realidad se conserva. Lo que no se conserva es su *calidad*, o el potencial de trabajo de la energía. Gastar energía es sinónimo de convertirla en una forma menos útil. Una unidad de energía de alta calidad puede ser más valiosa que tres unidades de energía de calidad inferior. Por ejemplo, una cantidad finita de energía térmica a temperatura elevada es más atractiva para los ingenieros de las centrales eléctricas que una vasta cantidad de energía térmica a baja temperatura, como la energía almacenada en las capas superiores de los océanos en los climas tropicales.

Como parte de esta cultura, parece existir una fascinación por la cantidad y se da poca atención a la calidad. Sin embargo, la cantidad sola no proporciona el todo por lo que es necesario considerar la calidad. Esto es, debe haber cierto apoyo tanto en la primera como en la segunda leyes cuando se evalúa algo, incluso en áreas no técnicas. A continuación se presentan algunos eventos cotidianos que muestran su relevancia respecto de la segunda ley de la termodinámica.

Alguien que trata de comprar un anillo de compromiso de diamantes rápidamente se da cuenta que no todos los diamantes se crean igual. Por ejemplo, un anillo de compromiso de diamante de alta calidad de kilataje medio es más valioso (y por ello más costoso) que un anillo de calidad estándar del máximo kilataje. De modo que lo más grande no necesariamente es mejor.

Como otro ejemplo, considere dos estudiantes: Andrés y Eugenia. Andrés tiene 10 amigos que nunca faltan a sus fiestas y siempre están cerca durante los momentos de diversión. Sin embargo, parecen estar muy ocupados cuando Andrés necesita su ayuda. Eugenia, en cambio, tiene cinco amigos, aunque nunca están demasiado ocupados para ella y puede contar con ellos todas las veces que los requiera. Responda la pregunta: *¿Quién tiene más amigos*? Desde el punto de vista de la primera ley, la cual sólo considera la cantidad, es evidente que Andrés tiene más amigos. Pero desde el punto de vista de la segunda ley, la cual considera también la calidad, es indudable que Eugenia es la que tiene más amigos.

Otro ejemplo con el que la mayoría de la gente se identificará es la multimillonaria industria dietética, la cual se sustenta fundamentalmente en la primera ley de la termodinámica. Considerar que 90 por ciento de la gente que pierde peso lo gana de nuevo con intereses en muy poco tiempo, indica que la primera ley sola no lo es todo. Esto también lo confirman trabajos recientes los cuales indican que es más probable que las calorías provenientes de la grasa se almacenen como grasa que las de carbohidratos y proteínas. Un estudio efectuado en Stanford encontró que el peso del cuerpo se relacionaba con las calorías de grasa consumidas y no con las calorías *per se*. Un estudio de Harvard no descubrió correlación entre las calorías ingeridas y el grado de obesidad. Un gran estudio en la Universidad de Cornell que involucró a 6 500 personas en casi todas las provincias de China determinó que los chinos comen más —gramo por gramo, caloría por caloría— que los estadounidenses, aunque pesan menos, con menos grasa en el cuerpo. Los estudios indican que las tasas de metabolismo y los niveles hormonales cambian notablemente alrededor de los 35 años. Algunos investigadores concluyen que las dietas prolongadas enseñan al cuerpo a sobrevivir con menos calorías, haciéndolo un *consumidor más eficiente de combustible*. Probablemente ésta sea la explicación de por qué las personas a dieta ganan más peso que el que pierden en cuanto regresan a sus niveles de alimentación normal.

Las personas que comen lo que desean, cada vez que se les antoja, son pruebas vivientes de que la técnica del conteo de calorías (la primera ley) deja sin respuesta muchas preguntas acerca de las dietas. Es obvio, se necesita más investigación centrada en los efectos de la segunda ley sobre las dietas antes de entender por completo los procesos de ganancia y pérdida de peso.

Quienes están en puestos académicos saben bien que la "cantidad" se sigue usando como base en la revisión anual de sus resultados. Es decir, los miembros de las facultades son juzgados de acuerdo con el *número* de sus artículos, y de la

cantidad de dólares de sus premios de investigación. Los habilidosos miembros de las facultades juegan perfectamente este juego y diluyen su trabajo en dos o más artículos, en lugar de publicar sus descubrimientos en un solo trabajo de excelencia. El resultado es un enorme aumento en el número de publicaciones, pero un pequeño incremento en conocimientos nuevos. El énfasis en los números (la *cantidad*) estimula a los académicos a publicar muchos artículos de calidad cuestionable en lugar de unos cuantos de alta calidad, y los desanima para llevar a cabo estudios de largo plazo y alto riesgo. El tema de la cada vez menor calidad de las publicaciones se escucha con frecuencia, pero no se hace un esfuerzo serio para encontrar una solución práctica. Tal vez sea tiempo de que las publicaciones y otros trabajos universitarios se examinen desde el punto de vista de la segunda ley para evaluar de manera realista su valor.

Es tentador juzgar las cosas con base en su *cantidad* en vez de su *calidad*, puesto que evaluar esta última es mucho más difícil que evaluar la primera. Sin embargo, las evaluaciones hechas sólo sobre la base de la cantidad (la primera ley) pueden ser inadecuadas y engañosas. El análisis anterior acerca de la calidad de la energía y los ejemplos que siguen indican la necesidad de un profundo estudio adicional de la segunda ley de la termodinámica. Esto se hará en los siguientes dos capítulos.

5-11 ■ EL REFRIGERADOR Y LA BOMBA DE CALOR DE CARNOT

Un refrigerador o una bomba de calor que operen en un ciclo de Carnot invertido se llama un **refrigerador de Carnot**, o **bomba de calor de Carnot**. El coeficiente de rendimiento de cualquier refrigerador o bomba de calor, reversible o irreversible, está dado por las ecuaciones 5-11 y 5-13 como

$$\text{COP}_R = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \qquad \text{y} \qquad \text{COP}_{BC} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

donde Q_L es la cantidad de calor absorbida de un medio de baja temperatura, y Q_H es la cantidad de calor desechada en un medio de alta temperatura. Los COP de todos los refrigeradores o bombas de calor reversibles (como los de Carnot) se determinan al sustituir los cocientes de transferencia de calor en las relaciones anteriores por los cocientes de las temperaturas absolutas de los medios de alta y de baja temperatura, según lo expresa la ecuación 5-18. En ese caso, las relaciones del COP para refrigeradores y bombas de calor reversibles se vuelven

$$\text{COP}_{R,rev} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{5-22}$$

y

$$\text{COP}_{BC,rev} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{5-23}$$

Éstos son los coeficientes de operación más altos que puede tener un refrigerador o una bomba de calor que opera entre los límites de temperatura de T_L y T_H. Todos los refrigeradores o bombas de calor reales que operen entre esos límites de temperatura (T_L y T_H) tendrán coeficientes de operación inferiores (figura 5-51).

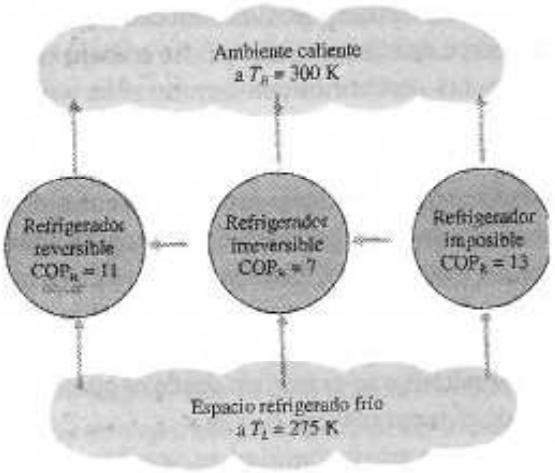


FIGURA 5-51
Ningún refrigerador puede tener un COP más alto que un refrigerador reversible operando entre los mismos límites de temperatura.

Los coeficientes de operación de refrigeradores reales y reversibles (como el de Carnot) que operen entre los mismos límites de temperatura pueden compararse como sigue:

$$\text{COP}_R \begin{cases} < \text{COP}_{R,rev} & \text{refrigerador irreversible} \\ = \text{COP}_{R,rev} & \text{refrigerador reversible} \\ > \text{COP}_{R,rev} & \text{refrigerador imposible} \end{cases} \tag{5-24}$$

Una relación similar para bombas de calor se obtiene al sustituir todos los valores del COP_R en la ecuación por los del COP_{BC}.

El COP de un refrigerador o una bomba de calor reversible es el máximo valor teórico para los límites de temperatura especificados. Los refrigeradores o las bombas de calor reales pueden aproximarse a estos valores conforme se mejoren sus diseños, aunque nunca pueden alcanzarlos.

Como apunte final, los COP tanto de refrigeradores como de bombas de calor disminuyen conforme T_L disminuye. Es decir, requiere más trabajo absorber calor de un medio de temperatura menor. Cuando la temperatura del espacio refrigerado se aproxima a cero la cantidad de trabajo requerido para producir una cantidad finita de refrigeración tiende a infinito y el COP_R se aproxima a cero.

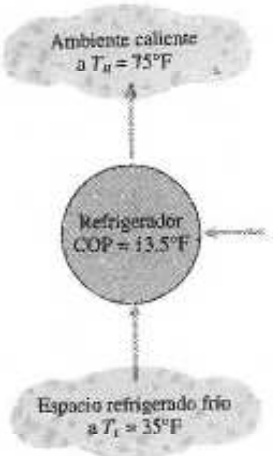


FIGURA 5-52
Dibujo esquemático para el ejemplo 5-6.

EJEMPLO 5-6

Un inventor afirma haber fabricado un refrigerador que mantiene el espacio refrigerado a 35°F mientras opera en un cuarto donde la temperatura es 75°F y que tiene un COP de 13.5. ¿Es cierta esta afirmación?

Solución La operación de este refrigerador (mostrado en la figura 5-52) puede evaluarse comparándolo con uno de Carnot o con cualquier otro refrigerador reversible que opere entre los mismos límites de temperatura:

$$\text{COP}_{R,máx} = \text{COP}_{R,rev} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

$$= \frac{1}{(75 + 460\,\text{R})/(35 + 460\,\text{R}) - 1} = 12.4$$

Este es el COP más alto que puede tener un refrigerador cuando extrae calor de un medio frío a 35°F y lo desecha en un medio más caliente a 75°F. Puesto que el COP indicado por el inventor es superior a este valor máximo, su afirmación es *falsa*.

EJEMPLO 5-7

Una bomba de calor servirá para calentar una casa durante el invierno, como muestra la figura 5-53. La casa se va a mantener a 21°C todo el tiempo. Se estima que la casa perderá calor a razón de 135 000 kJ/h cuando la temperatura exterior descienda a –5°C. Determine la potencia mínima requerida para accionar esta unidad de bomba de calor.

Solución Para mantener la casa a una temperatura fija, la bomba de calor debe suministrar a la casa tanto calor como el que pierde. La bomba de calor debe liberar calor hacia la casa (el medio de alta temperatura) a una relación de Q_H = 135 000 kJ/h = 37.5 kW.

Los requerimientos de trabajo serán mínimos si una bomba de calor reversible se utiliza para hacer el trabajo. El COP de una bomba de calor reversible que opera entre la casa (T_H = 21 + 273 = 294 K) y el aire exterior (T_L = –5 + 273 = 268 K) es, según la ecuación 5-23,

$$\text{COP}_{\text{BC,rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (268\ \text{K}/294\ \text{K})} = 11.3$$

Entonces, la entrada de potencia requerida para esta bomba de calor reversible se determina por la definición del COP, ecuación 5-12:

$$\dot{W}_{\text{neto,en}} = \frac{\dot{Q}_H}{\text{COP}_{\text{HP}}} = \frac{37.5\ \text{kw}}{11.3} = 3.32\ \text{kW}$$

Por tanto, la bomba de calor únicamente puede cubrir los requerimientos de calefacción de esta casa si consume potencia eléctrica a una relación de 3.32 kW. Si esta casa se fuera a calentar por medio de calentadores de resistencia eléctrica, la relación de consumo de potencia se elevaría 11.3 veces a 37.5 kW. Debido a que en los calentadores de resistencia la energía eléctrica se convierte en calor a una relación de uno a uno. Sin embrago, con una bomba de calor, la energía se absorbe del exterior y se conduce al interior mediante un ciclo de refrigeración que consume sólo 3.32 kW. Advierta que la bomba de calor no crea energía. Sólo la transporta de un medio (el exterior frío) a otro (el interior caliente).

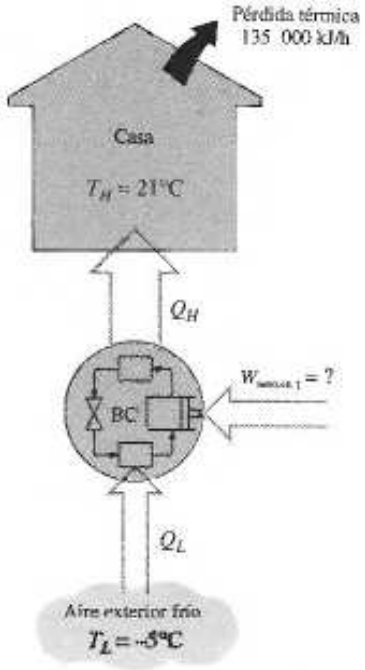


FIGURA 5-53
Diagrama esquemático para el ejemplo 5-7.

5-12 ■ RESUMEN

La *segunda ley de la termodinámica* establece que los procesos se dan en una cierta dirección, no en cualquier dirección. Un proceso no sucederá a menos que satisfaga tanto la primera como la segunda leyes de la termodinámica. Los cuerpos que pueden absorber o desechar cantidades finitas de calor isotérmicamente se llaman *depósitos de energía térmica* o sólo *depósitos térmicos*.

El trabajo puede convertirse en calor directamente, pero el calor puede convertirse en trabajo sólo por medio de dispositivos llamados máquinas térmicas. La *eficiencia térmica* de una máquina térmica se define como

$$\eta_t = \frac{W_{neto,sal}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \qquad (5\text{-}7,\ 5\text{-}8)$$

donde $W_{neto,sal}$ es la salida de trabajo neta de la máquina térmica, Q_H es la cantidad de calor alimentada a la máquina y Q_L es la cantidad de calor desechada por la máquina.

Los refrigeradores y las bombas de calor son dispositivos que absorben calor de medios de baja temperatura y que lo desechan en medios de temperaturas mayores. El rendimiento de un refrigerador o una bomba de calor se expresa en términos del *coeficiente de rendimiento*, el cual se define como

$$\text{COP}_R = \frac{Q_L}{W_{neto,en}} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \qquad (5\text{-}9,\ 5\text{-}11)$$

$$\text{COP}_{BC} = \frac{Q_H}{W_{neto,en}} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \qquad (5\text{-}12,\ 5\text{-}13)$$

El *enunciado de Kelvin-Planck* de la segunda ley de la termodinámica establece que ninguna máquina térmica puede producir una cantidad neta de trabajo mientras intercambia calor únicamente con un solo depósito. El *enunciado de Clausius* de la segunda ley establece que ningún dispositivo puede transferir calor de un cuerpo más frío a uno más caliente sin dejar un efecto sobre los alrededores.

Todo dispositivo que viole la primera o la segunda ley de la termodinámica se denomina *máquina de movimiento perpetuo*.

Se dice que un proceso será *reversible* si tanto el sistema como los alrededores pueden ser regresados a sus condiciones originales. Cualquier otro proceso es *irreversible*. Efectos como la fricción, la expansión o compresión en no cuasiequilibrio, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, producen un proceso irreversible y se llaman *irreversibilidades*.

El *ciclo de Carnot* es un ciclo reversible compuesto de cuatro procesos reversibles: dos isotérmicos y dos adiabáticos. Los *principios de Carnot* establecen que las eficiencias térmicas de todas las máquinas reversibles que operan entre los mismos dos depósitos son iguales, y que ninguna máquina térmica es más eficiente que una reversible operando entre los mismos dos depósitos. Estos enunciados forman la base para establecer una *escala termodinámica de temperatura*, llamada también la *escala Kelvin*, relacionada con las transferencias de calor entre un dispositivo reversible y los depósitos de alta y baja temperatura por medio de

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{rev} = \frac{T_H}{T_L} \qquad (5\text{-}18)$$

Por consiguiente, el cociente Q_H/Q_L puede ser sustituido por T_H/T_L para dispositivos reversibles, donde T_H y T_L son las temperaturas absolutas de los depósitos de alta y baja temperatura, respectivamente.

Una máquina térmica que opere en el ciclo de Carnot reversible se denomina la *máquina térmica de Carnot*. La eficiencia térmica de una máquina térmica de Carnot, así como de otras máquinas térmicas reversibles, está dada por

$$\eta_{t,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \tag{5-20}$$

Esta es la máxima eficiencia que puede tener una máquina térmica que opere entre dos depósitos a temperaturas T_H y T_L.

De manera similar, los COP de refrigeradores y de bombas de calor reversibles están dados como

$$\text{COP}_{R,rev} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{5-22}$$

$$\text{COP}_{BC,rev} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{5-23}$$

También en este caso, éstos son los COP más altos que puede tener un refrigerador o una bomba de calor que operen entre los límites de temperatura de T_H y T_L.

REFERENCIAS Y LECTURAS SUGERIDAS

1 W. Z. Black y J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, Nueva York, 1985.

2 J. R. Howell y R. O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, McGraw-Hill, Nueva York, 1987.

3 D. Stewart, "Wheels go round and round, but always run down", *Smithsonian*, pp. 193-208, noviembre, 1986.

4 G. J. Van Wylen y R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1985.

5 K. Wark, *Thermodynamics*, 5a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1988.

PROBLEMAS*

Introducción a la segunda ley de la termodinámica

5-1C Un mecánico afirma que ha desarrollado un motor de automóvil que funciona con agua en vez de gasolina. ¿Cuál es su respuesta a esta afirmación?

5-2C ¿La satisfacción de la primera ley de la termodinámica asegura que algún proceso puede ocurrir en la realidad? Explique.

5-3C Describa un proceso imaginario que satisfaga la primera ley, pero que viole la segunda ley de la termodinámica.

5-4C Describa un proceso imaginario que satisfaga la segunda ley, pero que viole la primera ley de la termodinámica.

* Se recomienda a los estudiantes contestar todas las preguntas de concepto "C".

5-5C Describa un proceso imaginario que viole tanto la primera como la segunda leyes de la termodinámica.

5-6C Un experimentador afirma que ha elevado a 150°C la temperatura de una pequeña cantidad de agua al transferir calor de vapor de alta presión a 120°C. ¿Es una afirmación razonable? ¿Por qué? Suponga que no usa un refrigerador ni una bomba de calor en el proceso.

Depósitos de energía térmica

5-7C Considere la energía disipada por una computadora en un cuarto. ¿Cuál sería una elección apropiada para un depósito de energía térmica?

5-8C ¿Qué es un depósito de energía térmica? Brinde algunos ejemplos.

5-9C Considere el proceso de hervir huevos. ¿Es posible tratar el agua en ebullición como un depósito de energía térmica? Explique.

5-10C Considere el proceso de cocer papas en un horno convencional. ¿El aire caliente en el horno es un depósito de energía térmica? Explique.

5-11C Considere la energía generada por un aparato de TV. ¿Cuál sería una elección apropiada para un depósito de energía térmica?

Máquinas térmicas y eficiencia térmica

5-12C ¿Es posible que una máquina térmica opere sin liberar nada de calor de desecho en un depósito de baja temperatura? Explique.

5-13C ¿Cuáles son las características de las máquinas térmicas?

5-14C ¿Cuál es el significado físico de la eficiencia térmica de una máquina térmica y cómo se determina?

5-15C Describa dos maneras de determinar la salida de trabajo neto de una máquina térmica.

5-16C Considere el proceso de cocer papas en un horno convencional. ¿Cómo definiría la eficiencia del horno en este proceso de cocido?

5-17C Considere una olla con agua que se está calentando, *a*) sobre una estufa eléctrica, y *b*) mediante un calentador eléctrico en el agua ¿cúal método es más eficiente para calentar el agua? Explique.

5-18C ¿Cuál es la forma más eficiente de calentar una casa: quemar madera en una chimenea o quemar madera en un horno a la mitad de la casa?

5-19C ¿Cuál es la forma más eficiente de convertir electricidad en luz: mediante un foco incandescente o un tubo fluorescente?

5-20C Los calefactores de tablero son calentadores de resistencia eléctrica y se emplean en la calefacción de interiores. Una inquilina sostiene que sus

calefactores de tablero, con cinco años de servicio, tienen una eficiencia de conversión de 100 por ciento. ¿Su afirmación viola alguna ley termodinámica? Explique.

5-21C ¿Cuál es la expresión de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica?

5-22C ¿Una máquina térmica con una eficiencia térmica de 100 por ciento viola necesariamente, *a*) la primera ley, y *b*) la segunda ley de la termodinámica? Explique.

5-23C En ausencia de cualquier fricción y otras irreversibilidades, ¿una máquina térmica puede tener una eficiencia de 100 por ciento? Explique.

5-24C ¿Todas las eficiencias de los dispositivos que producen trabajo, incluso las centrales hidroeléctricas, están limitadas por el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley? Explique.

5-25 Una central eléctrica de vapor de 800 MW, enfriada por un río cercano, tiene una eficiencia térmica de 40 por ciento. Determine la relación de transferencia de calor al agua del río. ¿La transferencia de calor real será más alta o más baja que este valor? ¿Por qué?

5-26 Una central eléctrica de vapor recibe calor de un horno a una relación de 280 GJ/h. Las pérdidas térmicas en el aire circundante por el vapor, cuando éste circula por las tuberías y otros componentes, se estiman aproximadamente en 8 GJ/h. Si el calor de desecho se transfiere al agua de enfriamiento a una relación de 145 GJ/h, determine: *a*) la salida de potencia neta, y *b*) la eficiencia térmica de esta planta de potencia. *Respuestas: a*) 35.3 MW, *b*) 45.4 por ciento

5-27 Un motor de automóvil con una salida de potencia de 90 kW tiene una eficiencia térmica de 28 por ciento. Determine la relación de consumo de combustible si el poder calorífico del combustible es 44 000 kJ/kg.

5-27E Un motor de automóvil con una salida de potencia de 95 hp tiene una eficiencia térmica de 28 por ciento. Determine la relación de consumo de combustible si el poder calorífico del combustible es de 19 000 Btu/lbm.

5-28 Una planta eléctrica de vapor con una salida de potencia de 150 MW consume carbón a una relación de 60 ton/h. Si el poder calorífico del carbón es 30 000 kJ/kg, determine la eficiencia térmica de esta planta (1 ton = 1 000 kg). *Respuesta:* 30.0 por ciento

5-29 Un motor de automóvil consume combustible a razón de 20 L/h y transfiere 60 kW de potencia a las ruedas. Si el combustible tiene un poder calorífico de 44 000 kJ/kg y una densidad de 0.8 g/cm^3, determine la eficiencia de este motor. *Respuesta:* 30.7 por ciento

5-29E Un motor de automóvil consume combustible a razón de 5 gal/h y transfiere 70 hp de potencia a las ruedas. Si el combustible tiene un poder calorífico de 19 000 Btu/lbm y una densidad de 50 lbm/pie^3, determine la eficiencia de este motor. *Respuesta:* 28.1 por ciento

5-30 La energía solar almacenada en grandes cuerpos de agua, llamados estanques solares, es utilizada para generar electricidad. Si las plantas de potencia solar tienen una eficiencia de 3 por ciento y una salida de potencia neta de 100 kW, determine el valor promedio de la relación de captación de energía solar requerida, en kJ/h. *Respuesta:* 1.2×10^7 kJ/h

5-30E La energía solar almacenada en grandes cuerpos de agua, llamados estanques solares, es utilizada para generar electricidad. Si las plantas de potencia solar tienen una eficiencia de 4 por ciento y una salida de potencia neta de 300 kW, determine el valor promedio de la relación de captación de energía solar requerida, en Btu/h.

Refrigeradores y bombas de calor

5-31C ¿Cuál es la diferencia entre un refrigerador y una bomba de calor?

5-32C ¿Cuál es la diferencia entre un refrigerador y un acondicionador de aire?

5-33C Un refrigerador transfiere calor de un medio de temperatura menor (el espacio refrigerado) a uno de temperatura mayor (el aire de la cocina). ¿Es una violación a la segunda ley de la termodinámica? Explique.

5-34C Una bomba de calor es un dispositivo que absorbe energía del aire exterior frío y la transfiere al interior más caliente. ¿Es una violación a la segunda ley de la termodinámica? Explique.

5-35C Defina con palabras el coeficiente de operación de un refrigerador. ¿Puede ser más grande que la unidad?

5-36C Defina con palabras el coeficiente de operación de una bomba de calor. ¿Puede ser más grande que la unidad?

5-37C Una bomba de calor que calienta una casa tiene un COP de 2.5. Esto es, la bomba entrega 2.5 kWh de energía a la casa por cada kWh de electricidad que consume. ¿Es una violación de la primera ley de la termodinámica? Explique.

5-38C Un refrigerador tiene un COP de 1.5. Esto es, el refrigerador extrae 1.5 kWh de energía del espacio refrigerado por cada kWh de electricidad que consume. ¿Es una violación de la primera ley de la termodinámica? Explique.

5-39C ¿Cuál es la expresión de Clausius de la segunda ley de la termodinámica?

5-40C Demuestre que las expresiones de la segunda ley, tanto de Kelvin-Planck como de Clausius son equivalentes.

5-41 Un refrigerador doméstico con un COP de 1.8 extrae calor del espacio refrigerado a una relación de 90 kJ/min. Determine: *a*) la potencia eléctrica consumida por el refrigerador y *b*) la relación de transferencia de calor al aire de la cocina. *Respuestas: a*) 0.83 kW, *b*) 140 kJ/min

5-41E Un refrigerador doméstico con un COP de 1.8 extrae calor del espacio refrigerado a una relación de 55 Btu/min. Determine: *a*) la potencia eléctrica consumida por el refrigerador, y *b*) la relación de transferencia de calor al aire de la cocina. *Respuestas: a*) 0.72 hp, *b*) 85.56 Btu/min

5-42 Un acondicionador de aire extrae calor permanentemente de una casa a razón de 750 kJ/min mientras consume potencia eléctrica a una relación de 6 kW. Determine: *a*) el COP de este acondicionador de aire y *b*) la relación de descarga de calor en el aire exterior. *Respuestas: a*) 2.08, *b*) 1 110 kJ/min

5-43 Un refrigerador doméstico funciona un cuarto del tiempo y extrae calor del compartimiento de comida a una relación promedio de 1 200 kJ/h. Si el COP del refrigerador es 2.5, determine la potencia que consume el refrigerador cuando funciona.

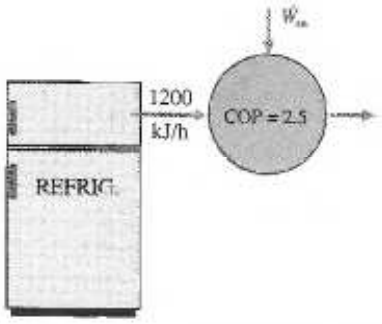


FIGURA P5-43

5-43E Un refrigerador doméstico funciona un cuarto del tiempo y extrae calor del compartimiento de comida a una relación promedio de 800 Btu/h. Si el COP del refrigerador es 2.2, determine la potencia que consume el refrigerador cuando funciona.

5-44 Entra agua a una máquina de hielo a 15°C y sale como hielo a –5°C. Si el COP de la máquina de hielo es 2.4 durante esta operación, determine la entrada de potencia requerida para una relación de producción de hielo de 12 kg/h. (Advierta que es necesario extraer 384 kJ de energía de cada kg de agua a 15°C para convertirlos en hielo a –5°C.)

5-44E Entra agua a una máquina de hielo a 55°F y sale como hielo a 25°F. Si el COP de la máquina de hielo es 2.4 durante esta operación, determine la entrada de potencia requerida para una relación de producción de hielo de 20 lbm/h. (Advierta que es necesario extraer 169 Btu de energía de cada lbm de agua a 55°F para convertirlas en hielo a 25°F.)

5-45 Un refrigerador doméstico que tiene una entrada de potencia de 450 W y un COP de 2.5 va a enfriar a 8°C 5 grandes sandías, cada una de 10 kg. Si las sandías están a 20°C, determine cuánto tiempo tardará el refrigerador en enfriarlas. Las sandías pueden tratarse como agua cuyo calor específico es 4.2 kJ/(kg · °C). ¿Su respuesta es realista u optimista? Explique. *Respuesta:* 2 240 s

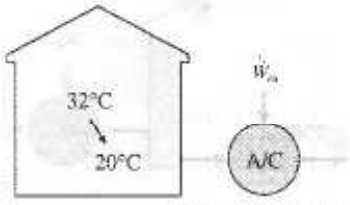


FIGURA P5-46

5-46 Cuando un hombre regresa a su bien aislada casa en un día de verano la encuentra a 32°C. Enciende el aire acondicionado que enfría toda la casa a 20°C en 15 min. Si el COP del sistema de aire acondicionado es 2.5, determine la potencia consumida por el acondicionador de aire. Suponga que toda la masa dentro de la casa es equivalente a 800 kg de aire para los cuales C_v = 0.72 kJ/(kg · °C) y C_p = 1.0 kJ/(kJ · °C).

5-46E Cuando un hombre regresa a su bien aislada casa en un día de verano la encuentra a 90°F. Enciende el aire acondicionado que enfría toda la casa a 70°F en 15 min. Si el COP del sistema de aire acondicionado es 2.5, determine la potencia consumida por el acondicionador de aire. Suponga que toda la masa

dentro de la casa es equivalente a 1800 lbm de aire para los cuales $C_v = 0.17$ Btu/(lbm · °F) y $C_p = 0.24$ Btu/(lbm · °F).

5-47 Determine el COP de un refrigerador que extrae calor de un compartimiento de comida a una relación de 8 000 kJ/h por cada kW de potencia eléctrica que consume. Determine también la relación de liberación de calor en el aire de los alrededores.

5-48 Determine el COP de una bomba de calor que suministra energía a una casa a razón de 8 000 kJ/h por cada kW de potencia eléctrica que extrae. Determine también la relación de absorción de energía del aire exterior. *Respuestas:* 2.22, 4 400 kJ/h

5-49 Una casa que fue calentada por medio de calentadores de resistencia eléctrica consumió 1 200 kWh de energía eléctrica en un mes invernal. Si esta casa se hubiera calentado por medio de una bomba de calor, que tiene un COP de 2.4, determine cuánto dinero hubiera ahorrado el dueño de la casa en ese mes. Suponga un precio de 8.5 ¢ de dólar/kWh para la electricidad.

5-50 Una bomba de calor con un COP de 1.8 suministra energía a una casa a razón de 75 000 kJ/h. Determine: *a*) la potencia eléctrica consumida por la bomba de calor y *b*) la relación de remoción de calor del aire exterior. *Respuestas: a*) 11.6 kW, *b*) 33 333 kJ/h

5-50E Una bomba de calor con un COP de 2.5 suministra energía a una casa a razón de 60 000 Btu/h. Determine: *a*) la potencia eléctrica consumida por la bomba de calor y *b*) la relación de remoción de calor del aire exterior. *Respuestas: a*) 9.43 hp, *b*) 36 000 Btu/h

5-51 Una bomba de calor que se utiliza para calentar una casa opera un tercio del tiempo. La casa pierde calor a una relación promedio de 15 000 kJ/h. Si el COP de la bomba de calor es 3.5, determine la potencia que la bomba de calor consume cuando funciona.

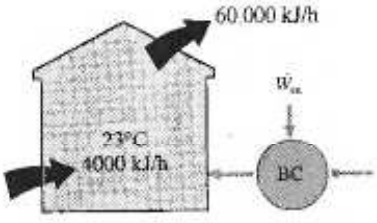


FIGURA P5-52

5-51E Una bomba de calor empleada en calentar una casa opera un tercio del tiempo. La casa pierde calor a una relación promedio de 15 000 Btu/h. Si el COP de la bomba de calor es 3.5, determine la potencia que la bomba de calor consume cuando funciona.

5-52 Se emplea una bomba de calor para mantener una casa a una temperatura constante de 23°C. La casa libera calor hacia el aire exterior a través de las paredes y las ventanas a una relación de 60 000 kJ/h, mientras la energía generada dentro de la casa por la gente, las luces y los aparatos asciende a 4 000 kJ/h. Para un COP de 2.5, determine la entrada de potencia a la bomba de calor. *Respuesta:* 6.22 kW

5-52E Se emplea una bomba de calor para mantener una casa a una temperatura constante de 70°F. La casa libera calor hacia el aire exterior a través de las paredes y las ventanas a una relación de 50 000 Btu/h, mientras la energía ge-

nerada dentro de la casa por la gente, las luces y los aparatos asciende a 8 000 Btu/h. Para un COP de 2.5, determine la entrada de potencia a la bomba de calor.

Máquinas de movimiento perpetuo

5-53C Una inventora afirma haber fabricado un calentador de resistencia que suministra 1.2 kWh de energía a un cuarto por cada kWh de electricidad que consume. ¿Es una afirmación razonable o la inventora ha construido una máquina de movimiento perpetuo? Explique.

5-54C Es un conocimiento común saber que la temperatura del aire aumenta cuando es comprimido. Un inventor considera emplear este aire de alta temperatura para calentar edificios. Utiliza un compresor accionado por un motor eléctrico. El inventor sostiene que el sistema de aire caliente comprimido es 12 por ciento más eficiente que un sistema eléctrico de calefacción que brinda una cantidad equivalente de calefacción. ¿Esta afirmación es válida o se trata sólo de otra máquina de movimiento perpetuo? Explique.

Procesos reversible e irreversible

5-55C Una lata de bebida fría se deja en un cuarto más caliente donde su temperatura aumenta debido a la transferencia de calor. ¿Éste es un proceso reversible? Explique.

5-56C Una papa cocida caliente se deja sobre una mesa donde se enfría hasta la temperatura ambiente. ¿Se trata de un proceso reversible o irreversible? Explique.

5-57C ¿Por qué los ingenieros están interesados en procesos reversibles a pesar de que no es posible realizarlos?

5-58C Se comprime aire de 20°C y 100 kPa a 300°C y 800 kPa, primero de modo reversible y después de manera irreversible. ¿Cuál caso requiere más entrada de trabajo?

5-59C ¿Por qué un proceso de compresión de no cuasiequilibrio requiere una entrada de trabajo mayor que uno correspondiente de cuasiequilibrio?

5-60C ¿Por qué un proceso de expansión que no es de cuasiequilibrio entrega menos trabajo que uno correspondiente de cuasiequilibrio?

5-61C ¿Cómo distingue entre irreversibilidades internas y externas?

5-62C ¿Un proceso de expansión o compresión reversible es necesariamente de cuasiequilibrio? ¿Un proceso de expansión o compresión de cuasiequilibrio es necesariamente reversible? Explique.

El ciclo y los principios de Carnot

5-63C ¿Cuáles son los cuatro procesos que conforman el ciclo de Carnot?

5-64C ¿Cuáles son los cuatro procesos que conforman el ciclo inverso de Carnot?

5-65C ¿Cuáles son los dos enunciados conocidos como los principios de Carnot?

5-66C Alguien afirma haber desarrollado un nuevo ciclo de máquina térmica reversible, con una eficiencia teórica más alta que la del ciclo de Carnot y que opera entre los mismos límites de temperatura. ¿Cómo evaluaría usted esta afirmación?

5-67C Alguien afirma haber desarrollado un nuevo ciclo de máquina térmica reversible, con una eficiencia teórica más alta que la del ciclo de Carnot y que opera entre los mismos límites de temperatura. ¿Es ésta una afirmación razonable?

5-68C ¿Es posible desarrollar un ciclo de máquina térmica: *a*) real, y *b*) reversible, que sea más eficiente que un ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura? Explique.

Máquina térmica de Carnot

5-69C ¿Hay alguna forma de aumentar la eficiencia de una máquina térmica de Carnot aparte de incrementar T_H o disminuir T_L?

5-70C Considere dos centrales eléctricas que operan con energía solar. La energía suministrada a una planta proviene de un estanque solar a 80°C, y a la otra de colectores solares que elevan la temperatura del agua a 600°C. ¿Cuál de estas centrales eléctricas tendrá una eficiencia más alta y por qué?

5-71 Una máquina térmica de Carnot opera entre una fuente a 1 000 K y un sumidero a 300 K. Si a la máquina térmica le suministra calor a una relación de 800 kJ/min, determine: *a*) su eficiencia térmica, y *b*) su salida de potencia. *Respuestas*: *a*) 70 por ciento, *b*) 9.33 kW

5-71E Una máquina térmica de Carnot opera entre una fuente a 1800 R y un sumidero a 440 R. Si a la máquina térmica le suministra calor a una relación de 1200 Btu/min, determine: *a*) su eficiencia térmica y *b*) su salida de potencia. *Respuestas*: *a*) 75.6 por ciento, *b*) 21.4 hp

5-72 Una máquina térmica de Carnot recibe 500 kJ de calor de una fuente de temperatura desconocida y desecha 200 kJ de esa cantidad en un sumidero a 17°C. Determine: *a*) la temperatura de la fuente y *b*) la eficiencia térmica de la máquina.

5-73 Una máquina térmica opera entre una fuente a 550°C y un sumidero a 25°C. Si el calor es alimentado a la máquina térmica a una relación permanente de 1 200 kJ/min, determine la salida de potencia máxima de esta máquina térmica.

5-74 Una máquina térmica opera en un ciclo de Carnot y tiene una eficiencia térmica de 55 por ciento. El calor de desecho de esta máquina se libera en un lago cercano a 15°C a una relación de 800 kJ/min. Determine: *a*) la salida de potencia de la máquina y *b*) la temperatura de la fuente. *Respuestas: a*) 16.3 kW, *b*) 640 K

5-74E Una máquina térmica opera en un ciclo de Carnot y tiene una eficiencia térmica de 55 por ciento. El calor de desecho de esta máquina se libera en un lago cercano a 60°F a una tasa de 800 Btu/min. Determine: *a*) la salida de potencia de la máquina y *b*) la temperatura de la fuente. *Respuestas: a*) 23.1 hp, *b*) 1 155.6 R

5-75 En climas tropicales, el agua cercana a la superficie del océano permanece caliente durante el año debido a la absorción de energía solar. Sin embargo, en las partes más profundas del océano, el agua permanece a una temperatura relativamente baja puesto que los rayos del sol no pueden penetrar muy hondo. Se propone aprovechar esta diferencia de temperatura y construir una central eléctrica que absorberá calor del agua caliente a la superficie y liberará calor de desecho en el agua fría a unos cuantos cientos de metros abajo. Determine la eficiencia térmica máxima de dicha planta si las temperaturas del agua en los dos puntos respectivos son 24 y 4°C.

5-76 Una manera innovadora de generar energía eléctrica comprende la utilización de energía geotérmica —la energía del agua caliente que existe en forma natural en el subsuelo— como la fuente de calor. Si se descubre un suministro de agua caliente a 140°C en una localidad donde la temperatura ambiental sea de 20°C, determine la máxima eficiencia térmica que puede tener una central eléctrica construida en ese sitio. *Respuesta:* 29.1 por ciento

5-77 Un inventor afirma haber fabricado una máquina térmica que recibe 800 kJ de calor de una fuente a 400 K y produce 250 kJ de trabajo neto mientras libera el calor de desecho en un sumidero a 300 K. ¿Es razonable esta afirmación? ¿Por qué?

5-77E Un inventor afirma haber elaborado una máquina térmica que recibe 500 Btu de calor de una fuente a 750 R y produce 200 Btu de trabajo neto mientras libera el calor de desecho en un sumidero a 550 R. ¿Es razonable esta afirmación? ¿Por qué?

5-78 Un experimentador afirma que, de acuerdo con sus mediciones, una máquina térmica que recibe 320 kJ de calor de una fuente a 500 K convierte 180 kJ de ellos en trabajo y libera el resto como calor de desecho en un sumidero a 300 K. ¿Estas mediciones son razonables? ¿Por qué?

5-78E Un experimentador afirma que, de acuerdo con sus mediciones, una máquina térmica que recibe 300 Btu de calor de una fuente a 900 R convierte 160 Btu de ellos en trabajo y libera el resto como calor de desecho en un sumidero a 540 R. ¿Estas mediciones son razonables? ¿Por qué?

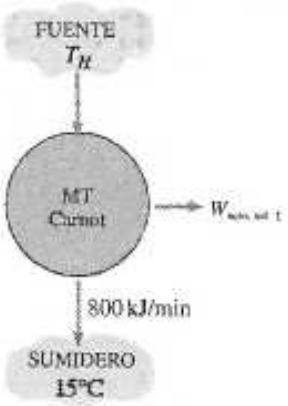


FIGURA P5-74

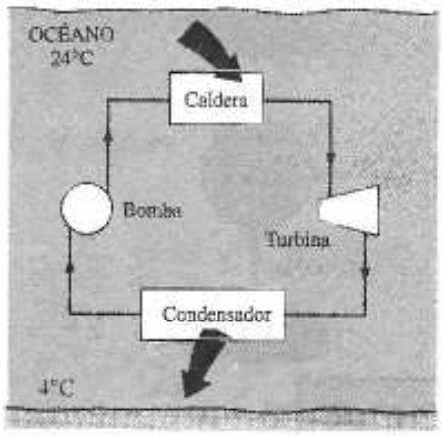


FIGURA P5-75

Refrigeradores y bombas de calor de Carnot

5-79C ¿Cómo se puede incrementar el COP de un refrigerador de Carnot?

5-80C ¿Cuál es el COP más alto que puede tener un refrigerador que opera entre los niveles de temperatura T_L y T_H?

5-81C ¿Cuál es el COP más alto que puede tener una bomba de calor que opera entre los niveles de temperatura T_L y T_H?

5-82C Con el fin de ahorrar energía en el ciclo de una máquina térmica, alguien sugiere incorporar un refrigerador que absorba parte de la energía de desecho Q_L y la transfiera a la fuente de energía de la máquina térmica. ¿Es una brillante idea? Explique.

5-83C Está perfectamente establecido que la eficiencia térmica de una máquina térmica aumenta cuando disminuye la temperatura T_L a la cual se desecha el calor de la máquina térmica. Con el fin de incrementar la eficiencia de una central eléctrica, alguien sugiere refrigerar el agua de enfriamiento antes de que entre al condensador, donde ocurre el desecho de calor. ¿Estaría usted a favor de esta idea? ¿Por qué?

5-84C Se sabe perfectamente que la eficiencia térmica de las máquinas térmicas aumenta cuando se incrementa la temperatura de la fuente de energía. En un intento por mejorar la eficiencia de una central eléctrica, alguien sugiere transferir calor de la fuente de energía disponible a un medio de temperatura más alta mediante una bomba de calor antes de que se suministre la energía a la central. ¿Qué piensa usted de esta sugerencia? Explique.

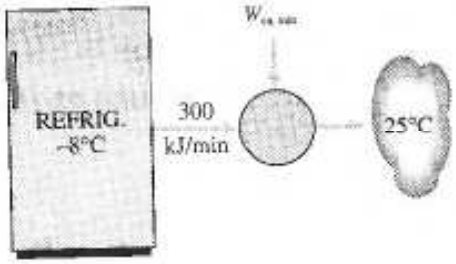


FIGURA P5-86

5-85 Un refrigerador de Carnot opera en un cuarto en el que la temperatura es de 25°C y consume 2 kW de potencia cuando funciona. Si el compartimiento de alimentos del refrigerador se va a mantener a 3°C, determine la relación de remoción de calor del compartimiento de alimentos.

5-86 Un refrigerador va a extraer calor del espacio enfriado a una relación de 300 kJ/min para mantener su temperatura a −8°C. Si el aire que circunda al refrigerador está a 25°C, determine la entrada de potencia mínima requerida para este refrigerador. *Respuesta:* 0.623 kW

5-86E Un refrigerador va a extraer calor del espacio enfriado a una relación de 150 Btu/min para mantener su temperatura a 25°F. Si el aire que circunda al refrigerador está a 80°F, determine la entrada de potencia mínima requerida para este refrigerador. *Respuesta:* 0.4 hp

5-87 Se necesita un sistema de acondicionamiento de aire que opera en el ciclo de Carnot invertido para transferir el calor de una casa a una relación de 750 kJ/min, para mantener su temperatura en 20°C. Si la temperatura del aire exterior es de 35°C, determine la potencia requerida para operar este sistema. *Respuesta:* 0.64 kW

5-88 Se va a emplear un sistema de acondicionamiento de aire para mantener una casa a 20°C cuando la temperatura exterior es de 35°C. Si este sistema

demanda 5 kW de potencia cuando funciona, determine la relación máxima de remoción del calor de la casa que puede lograrse.

5-88E Se va a emplear un sistema de acondicionamiento de aire para mantener una casa a 70°F cuando la temperatura exterior es de 90°F. Si este sistema demanda 5 hp de potencia cuando funciona, determine la relación máxima de remoción del calor de la casa que puede lograrse.

5-89 Un refrigerador de Carnot opera en un cuarto en que la temperatura es de 25°C. El refrigerador consume 500 W de potencia cuando opera y tiene un COP de 4.5. Determine: *a*) la relación de remoción de calor del espacio refrigerado y *b*) la temperatura del espacio refrigerado. *Respuestas: a*) 133 kJ/min, *b*) –29.2°C

5-90 Un inventor afirma haber elaborado un sistema de refrigeración que extrae calor de la región enfriada a –5°C y lo transfiere al aire de los alrededores a 22°C, mientras mantiene un COP de 8.2. ¿Esta afirmación es razonable? ¿Por qué?

5-90E Un inventor afirma haber desarrollado un sistema de refrigeración que extrae calor de la región enfriada a 20°F y lo transfiere al aire de los alrededores a 75°F, mientras mantiene un COP de 6.7. ¿Esta afirmación es razonable? ¿Por qué?

5-91 Durante un experimento realizado en un cuarto a 25°C, un auxiliar de laboratorio mide que un refrigerador que necesitó 2 kW de potencia ha extraído 30 000 kJ de calor del espacio refrigerado, el cual se mantiene a –30°C. El tiempo de funcionamiento del refrigerador durante el experimento fue de 20 min. Determine si estas mediciones son razonables.

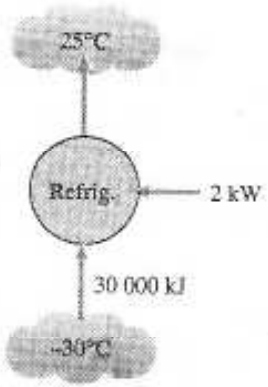


FIGURA P5-91

5-92 Se emplea un sistema de acondicionamiento de aire para mantener una casa a 22°C cuando la temperatura exterior es de 33°C. La casa gana calor a través de las paredes y las ventanas a una relación de 600 kJ/min, y dentro de la casa la relación de generación de calor liberado por la gente, las lámparas y los aparatos asciende a 120 kJ/min. Determine la entrada de potencia mínima requerida para este sistema de acondicionamiento de aire. *Respuesta:* 0.48 kW

5-92E Un sistema de acondicionamiento de aire es empleado para mantener una casa a 75°F cuando la temperatura exterior es de 95°F. La casa gana calor a través de las paredes y las ventanas a una relación de 750 Btu/min, y dentro de la casa la relación de generación de calor liberado por la gente, las lámparas y los aparatos asciende a 150 Btu/min. Determine la entrada de potencia mínima requerida para este sistema de acondicionamiento de aire. *Respuesta:* 0.79 hp

5-93 Se emplea una bomba de calor para calentar una casa y mantenerla a 20°C. En un día de invierno, cuando la temperatura del aire exterior es de –5°C, se estima que la casa pierde calor a razón de 75 000 kJ/h. Determine la mínima potencia requerida para operar esta bomba de calor.

5-93E Para calentar una casa y mantenerla a 70°F se emplea una bomba de calor. En un día de invierno, cuando la temperatura del aire exterior es de 20°F,

se estima que la casa pierde calor a razón de 55 000 Btu/h. Determine la mínima potencia requerida para operar esta bomba de calor.

5-94 Una bomba de calor se usa para mantener una casa a 22°C extrayendo calor del aire exterior en un día en que la temperatura del aire es de 2°C. Se estima que la casa perderá calor a una relación de 110 000 kJ/h y que la bomba de calor consume 8 kW de potencia eléctrica cuando opera. ¿Esta bomba de calor tiene la suficiente capacidad para realizar la tarea?

5-95 La estructura de una casa es tal que pierde calor a razón de 5 400 kJ/h por cada °C de diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. Se emplea una bomba de calor que requiere una entrada de potencia de 6 kW para mantener esta casa a 21°C. Determine la temperatura exterior más baja para la cual la bomba de calor puede cubrir los requerimientos de calefacción de esta casa. *Respuesta:* –13.3°C

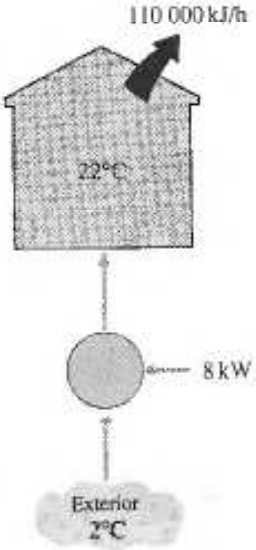


FIGURA P5-94

5-96 La operación de una bomba de calor se degrada (su COP disminuye) cuando desciende la temperatura de la fuente de calor. Esto se hace usando bombas de calor en sitios con severas condiciones climáticas. Considere una casa que se calienta y se mantiene a 20°C mediante una bomba de calor durante el invierno. ¿Cuál es el COP máximo para esta bomba de calor si el calor se extrae del aire exterior a: *a*) 10°C, *b*) –5°C, y *c*) –30°C?

5-97 Una bomba de calor se va a utilizar para calentar una casa en el invierno. La casa se va a mantener a 21°C todo el tiempo. Cuando la temperatura del exterior disminuye a –2°C, se estima que las pérdidas térmicas de la casa serán de 80 000 kJ/h. Determine la potencia mínima requerida para hacer funcionar esta bomba de calor si el calor se extrae de: *a*) el aire exterior a –2°C y *b*) el agua de un pozo a 12°C.

5-97E Una bomba de calor se va a utilizar para calentar una casa en el invierno. La casa se va a mantener a 78°F todo el tiempo. Cuando la temperatura del exterior disminuye a 25°F, se estima que las pérdidas térmicas de la casa serán de 80 000 Btu/h. Determine la potencia mínima requerida para hacer funcionar esta bomba de calor si el calor se extrae de: *a*) el aire exterior a 25°F y *b*) el agua de un pozo a 50°F.

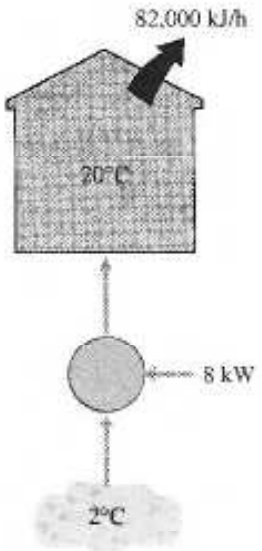


FIGURA P5-98

5-98 Se va a utilizar una bomba de calor de Carnot para calentar una casa y mantenerla a 20°C durante el invierno. En un día, cuando la temperatura exterior promedio permanece aproximadamente en 2°C, se estima que la casa perderá calor a una relación permanente de 82 000 kJ/h. Si la bomba de calor consume 8 kW de potencia mientras opera, determine: *a*) cuánto tiempo operó la bomba ese día; *b*) los costos de calefacción totales, suponiendo un precio promedio de 8.5¢ de dólar/kWh para la electricidad, y *c*) el costo de la calefacción para el mismo día si se usara un calentador eléctrico en lugar de una bomba de calor. *Respuestas: a*) 4.19 h, *b*) 2.85 dólares y *c*) 46.47 dólares

5-99 Una máquina de Carnot recibe calor de un depósito a 900°C a una relación de 800 kJ/min y libera el calor de desecho en el aire del ambiente a 27°C. Toda la salida de trabajo de la máquina térmica se emplea para accionar un refrigerador que extrae calor del espacio refrigerado a –5°C y lo transfiere al

aire del ambiente a 27°C. Determine: *a*) la relación máxima de extracción de calor del espacio refrigerado y *b*) la relación total de liberación de calor en el aire del ambiente. *Respuestas: a*) 4 982 kJ/min, *b*) 5 782 kJ/min

5-99E Una máquina de Carnot recibe calor de un depósito a 1 700°F a una relación de 700 Btu/min y libera el calor de desecho en el aire del ambiente a 80°F. Toda la salida de trabajo de la máquina térmica se emplea para accionar un refrigerador que extrae calor del espacio refrigerado a 20°F y lo transfiere al mismo aire a 80°F. Determine: *a*) la relación máxima de extracción de calor del espacio refrigerado y *b*) la relación total de liberación de calor en el aire del ambiente. *Respuestas: a*) 4 262 Btu/min, *b*) 4 962 Btu/min

Problemas de repaso

5-100 Considere una máquina térmica de Carnot operando en un sistema de flujo permanente que utiliza vapor como fluido de trabajo. El ciclo tiene una eficiencia térmica de 30 por ciento y el vapor cambia de líquido saturado a vapor saturado a 300°C durante el proceso de adición de calor. Si la relación de flujo de masa del vapor es 5 kg/s, determine la salida de potencia neta de esta máquina, en kW.

5-101 Una bomba de calor con un COP de 2.4 es empleada para calentar una casa. Cuando opera, la bomba consume 8 kW de potencia eléctrica. Si la casa libera calor hacia el exterior a una relación promedio de 40 000 kJ/h y la temperatura de la casa es de 3°C cuando se arranca la bomba, determine cuánto tiempo tardará para que la temperatura en la casa se eleve a 22°C. Suponga que la casa está perfectamente sellada (es decir, no hay fugas de aire) y tome la masa total dentro de la casa (aire, muebles, etcétera) como si fuera equivalente a 2 000 kg de aire.

5-102 Una turbina de gas tiene una eficiencia de 17 por ciento y genera una salida de potencia de 6 000 kW. Determine la relación de consumo de combustible de esta turbina de gas, en L/min, si el combustible tiene un poder calorífico de 46 000 kJ/kg y una densidad de 0.8 g/cm^3.

5-103 Demuestre que $COP_{BC} = COP_R + 1$ cuando tanto la bomba de calor como el refrigerador tienen los mismos valores de Q_L y Q_H.

5-104 Se emplea un sistema de acondicionamiento de aire para mantener una casa a una temperatura constante de 20°C. La casa gana calor del exterior a una relación de 20 000 kJ/h, y el calor generado en la casa por la gente, las lámparas y los aparatos es igual a 8 000 kJ/h. Para un COP de 2.5, determine la entrada de potencia requerida para este sistema de acondicionamiento de aire. *Respuesta:* 3.11 kW

5-105 Considere una máquina térmica de Carnot operando en un sistema cerrado que utiliza 0.01 kg de refrigerante 134a como fluido de trabajo. El ciclo tiene una eficiencia térmica de 15 por ciento y el refrigerante 134a cambia de líquido saturado a vapor saturado a 70°C durante el proceso de adición de calor. Determine la salida de trabajo neta de esta máquina, en kJ.

5-106 Una bomba de calor con un COP de 3.2 se usa para calentar una casa. Cuando opera, la bomba de calor consume potencia a una relación de 5 kW. Si la temperatura en la casa es de 7°C cuando se activa la bomba de calor, ¿cuánto tiempo le llevará a ésta elevar la temperatura de la casa a 22°C? ¿La respuesta es realista u optimista? Explique. Suponga que toda la masa dentro de la casa (aire, muebles, etcétera) es equivalente a 1 500 kg de aire para los cuales $C_v = 0.72$ kJ/(kg · °C) y $C_p = 1.0$ kJ/(kg · °C). *Respuesta:* 1 012 s

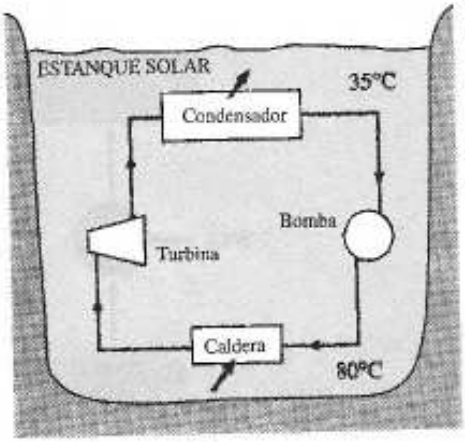


FIGURA P5-107

5-107 Un promisorio método de generación eléctrica comprende acumular energía solar en grandes lagos artificiales con unos cuantos metros de profundidad, llamados estanques solares. La energía solar es absorbida por todas las partes del estanque y la temperatura del agua aumenta en todos lados. La parte superior del estanque, sin embargo, libera a la atmósfera una gran cantidad del calor que absorbe, lo que, en consecuencia, disminuye su temperatura. Esta agua fría sirve como aislante para la parte del fondo del estanque y ayuda a atrapar ahí a la energía. Con frecuencia se deposita sal en el fondo del estanque para evitar el ascenso de esta agua caliente a la parte superior. Una central eléctrica que utiliza un fluido orgánico, alcohol por ejemplo, como fluido de trabajo puede operar entre las partes superior y del fondo del estanque. Si la temperatura del agua es 35°C cerca de la superficie y 80°C cerca del fondo del estanque, determine la máxima eficiencia térmica que esta central eléctrica puede tener. ¿Es realista usar 35 y 80°C para las temperaturas en estos cálculos? Explique. *Respuesta:* 12.7 por ciento

5-108 Considere una máquina térmica de Carnot operando en un sistema cerrado que utiliza 0.0103 kg de vapor como el fluido de trabajo. Se sabe que la temperatura absoluta máxima en el ciclo es el doble de la temperatura absoluta mínima y que la salida de trabajo neta del ciclo es 25 kJ. Si el vapor cambia de líquido saturado a vapor saturado durante el proceso de liberación de calor, determine la temperatura del vapor durante el proceso de rechazo de calor, en °C.

5-109 Considere un ciclo de refrigeración de Carnot operando en un sistema cerrado en la región de mezcla saturada líquido-vapor que utiliza 0.96 kg de refrigerante 12 como fluido de trabajo. Se sabe que la máxima temperatura absoluta en el ciclo es 1.2 veces la temperatura absoluta mínima y que la entrada de trabajo neta al ciclo es de 22 kJ. Si el refrigerante cambia de líquido saturado a vapor saturado durante el proceso de rechazo de calor, determine la presión mínima en el ciclo, en kPa.

5-110 Considere dos máquinas térmicas de Carnot que operan en serie. La primera máquina recibe calor del depósito a 1 200 K y entrega el calor de desecho a otro depósito a temperatura T. La segunda máquina recibe esta energía rechazada por la primera, convierte una parte de ella en trabajo y entrega el resto a un depósito a 300 K. Si las eficiencias térmicas de ambas máquinas son iguales, determine la temperatura T. *Respuesta:* 600 K

5-111 El COP de un refrigerador disminuye cuando la temperatura del espacio refrigerado se reduce. Es decir, extraer calor de un medio a una temperatura muy baja requerirá una entrada de trabajo considerable. Determine la entrada de

trabajo mínima requerida para extraer 1 kJ de calor del helio líquido a 3 K cuando la temperatura exterior es 300 K. *Respuesta:* 99 kJ

5-112 Una bomba de calor de Carnot se utiliza para calentar y mantener una construcción residencial a 22°C. Un análisis de energía de la casa revela que pierde calor a una relación de 2 500 kJ/h por cada °C de diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. Para una temperatura exterior de 4°C, determine: *a*) el coeficiente de operación y *b*) la entrada de potencia requerida para la bomba de calor. *Respuestas: a*) 16.4, *b*) 0.762 kW

5-112E Una bomba de calor de Carnot se utiliza para calentar y mantener una construcción residencial a 75°F. Un análisis de energía de la casa revela que pierde calor a una relación de 2 500 Btu/h por cada °F de diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. Para una temperatura exterior de 35°F, determine *a*) el coeficiente de operación, y *b*) la entrada de potencia requerida para la bomba de calor. *Respuestas: a*) 13.4, *b*) 2.93 hp

5-113 Una máquina térmica de Carnot recibe calor a 750 K y libera calor de desecho al ambiente a 300 K. La salida de trabajo total de la máquina térmica se usa para accionar un refrigerador de Carnot que extrae el calor de un espacio enfriado a –15°C a una relación de 400 kJ/min y lo regresa al ambiente a 300 K. Determine: *a*) la relación de calor suministrado a la máquina térmica y *b*) la relación total de calor desechado al ambiente.

5-114 Una máquina térmica opera entre dos depósitos a 800 y 20°C. La mitad de la salida de trabajo de la máquina térmica se emplea para accionar una bomba de calor de Carnot, que extrae calor de los alrededores fríos a 2°C y lo transfiere a una casa mantenida a 22°C. Si la casa pierde calor a una relación de 95 000 kJ/h, determine la relación mínima de suministro de calor a la máquina térmica requerida para mantener la casa a 22°C.

5-115 Considere un ciclo de refrigeración de Carnot operando en un sistema cerrado en la región de mezcla saturada líquido-vapor que usa 0.8 kg de refrigerante 12 como fluido de trabajo. Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo son 20°C y –10°C, respectivamente. Se sabe que el refrigerante es líquido saturado al final del proceso de desecho de calor, y que la entrada de trabajo neto en el ciclo es de 12 kJ. Determine la fracción de la masa del refrigerante que se evapora durante el proceso de adición de calor y la presión al final del proceso de desecho de calor.

5-116 Considere un ciclo de una bomba de calor de Carnot operando en un sistema de flujo permanente en la región de mezcla saturada líquido-vapor que usa refrigerante 134a que fluye a una relación de 0.264 kg/s como fluido de trabajo. Se sabe que la máxima temperatura absoluta en el ciclo es 1.15 veces la temperatura absoluta mínima y que la entrada de potencia neta en el ciclo es 5 kW. Si el refrigerante cambia de vapor saturado a líquido saturado durante el proceso de desecho de calor, determine la proporción de las presiones máxima y mínima en el ciclo.

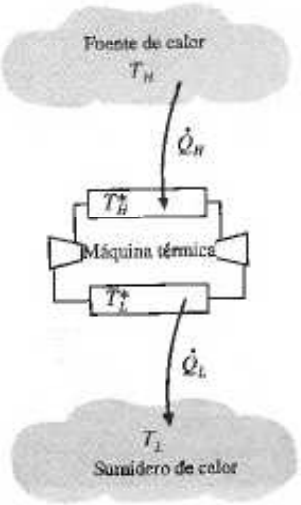


FIGURA P5-118

5-117 Una máquina térmica de Carnot opera entre una fuente a T_H y un sumidero a T_L. Si se desea duplicar la eficiencia térmica de la máquina, ¿cuál debería ser la nueva temperatura de la fuente? Suponga que la temperatura del sumidero se mantiene constante.

5-118 Cuando se estudiaron las máquinas de Carnot se supuso que la máquina estaba en equilibrio térmico con la fuente y el sumidero durante los procesos de adición y rechazo de calor, respectivamente. Es decir, se supuso que $T_H^* = T_H$ y $T_L^* = T_L$ de modo que no hay irreversibilidad externa. En ese caso la eficiencia térmica de la máquina de Carnot es $\eta_C = 1 - T_L/T_H$.

Sin embargo, en la realidad, se debe mantener una diferencia de temperatura razonable entre los dos medios de transferencia de calor para tener una relación de transferencia de calor aceptable a través de un área superficial del intercambiador de calor finita. En este caso las relaciones de transferencia de calor pueden expresarse como

$$\dot{Q}_H = (hA)_H(T_H - T_H^*)$$
$$\dot{Q}_L = (hA)_L(T_L^* - T_L)$$

donde h y A son los coeficientes de transferencia de calor y el área de la superficie de transferencia de calor, respectivamente. Cuando los valores de h, A, T_H y T_L son fijos, demuestre que la salida de potencia será un máximo cuando

$$\frac{T_L^*}{T_H^*} = \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{1/2}$$

Demuestre también que la máxima salida de potencia neta en este caso es

$$\dot{W}_{C,\text{máx}} = \frac{(hA)_H T_H}{1 + (hA)_H/(hA)_L}\left[1 - \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{1/2}\right]^2$$

Problemas de computadora, diseño y ensayo

5-119 Escriba un programa de computadora para determinar el trabajo máximo que puede extraerse de un estanque que contiene 10^5 kg de agua a 350 K cuando la temperatura de los alrededores es de 300 K. Advierta que la temperatura del agua en el estanque disminuirá gradualmente conforme se extraiga energía de él; en consecuencia, la eficiencia de la máquina disminuirá poco a poco. Emplee intervalos de temperatura de: *a*) 5 K, *b*) 2 K y *c*) 1 K hasta que la temperatura del estanque descienda a 300 K. También resuelva este problema exactamente mediante integración y compare los resultados.

5-120 Encuentre los precios de petróleo, gas natural y electricidad para calefacción en su localidad y determine el costo de cada uno por kWh de energía suministrada a la casa como calor. Examine los recibos de consumo eléctrico y determine cuánto dinero gastó por calefacción el pasado mes de enero. Determine también cuál sería el monto por calefacción en el mes de enero para cada uno de sus sistemas de calefacción si usted tuviera instalado el sistema más moderno y eficiente.

5-121 Elabore un informe acerca de los sistemas de calefacción disponibles en su localidad para construcciones residenciales. Analice las ventajas y desventajas de cada sistema y compare sus costos iniciales y de operación. ¿Cuáles son los factores importantes en la selección de un sistema de calefacción? Ofrezca algunas recomendaciones. Identifique las condiciones con las cuales cada sistema de calefacción sería la mejor elección en su localidad.

5-122 El rendimiento de un dispositivo cíclico se define como el cociente entre la salida deseada y la entrada requerida, y esta definición puede extenderse a campos no técnicos. Por ejemplo, su rendimiento en este curso puede considerarse como la calificación que usted obtiene en relación con el esfuerzo que ha efectuado. Si usted ha invertido una gran cantidad de tiempo en este curso y sus calificaciones no lo reflejan, usted está rindiendo muy poco. En ese caso, quizá deba intentar descubrir la causa principal y cómo corregir el problema. Proporcione otras tres definiciones de rendimiento en campos no técnicos y analícelas.

5-123 Idee una máquina térmica de Carnot empleando componentes de flujo permanente y describa cómo se efectúa el ciclo de Carnot en esa máquina. ¿Qué ocurre cuando se invierten las direcciones de las interacciones de calor y trabajo?

Entropía

CAPÍTULO 6

En el capítulo 5 se presentó la segunda ley de la termodinámica aplicada a ciclos y a dispositivos cíclicos. En este capítulo se aplica la segunda ley a procesos. La primera ley de la termodinámica se refiere a la propiedad *energía* y a su conservación. La segunda ley conduce a la definición de una nueva propiedad llamada *entropía*; propiedad un poco abstracta y de difícil descripción física. La entropía se comprende y aprecia mejor al estudiar sus aplicaciones en procesos comunes de la ingeniería y esto es, precisamente, lo que se intenta hacer.

Este capítulo empieza con un análisis de la desigualdad de Clausius, base de la definición de entropía, y continúa con el principio de aumento de entropía. A diferencia de la energía, la entropía es una propiedad que no se conserva, y no presenta postulados como un *principio de conservación de la entropía*. Después se analizan los cambios de entropía que suceden durante procesos con sustancias puras, sustancias incompresibles y gases ideales, y se examina una clase especial de procesos idealizados, denominados *procesos isentrópicos*. Por último, se estudian el trabajo de flujo permanente reversible y las eficiencias isentrópicas de diversos dispositivos de la ingeniería como las turbinas y los compresores.

6-1 ■ LA DESIGUALDAD DE CLAUSIUS

A menudo la segunda ley de la termodinámica lleva a expresiones que incluyen desigualdades. Por ejemplo, una máquina térmica irreversible (es decir, real) es menos eficiente que una reversible que opera entre los dos mismos depósitos de energía térmica. De modo similar, un refrigerador irreversible o una bomba de calor tiene un coeficiente de operación inferior (COP) que uno reversible que opera entre los mismos límites de temperatura. Otra desigualdad importante que tiene consecuencias fundamentales en la termodinámica es la **desigualdad de Clausius**. Fue establecida por primera vez por el físico alemán R.J.E. Clausius (1822-1888), uno de los fundadores de la termodinámica, y se expresa como

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

Es decir, *la integral cíclica de $\delta Q/T$ siempre es menor o igual a cero*. Dicha desigualdad es válida en todos los ciclos, reversibles o irreversibles. El símbolo $\oint$ (símbolo integral con un círculo en medio) se emplea para indicar que la integración se va a efectuar sobre el ciclo completo. Cualquier transferencia de calor hacia o desde un sistema se compone de cantidades diferenciales de transferencia de calor. Entonces la integral cíclica de $\delta Q/T$ puede verse como la suma de todas estas cantidades diferenciales de transferencia de calor, divididas entre la temperatura absoluta de la frontera.

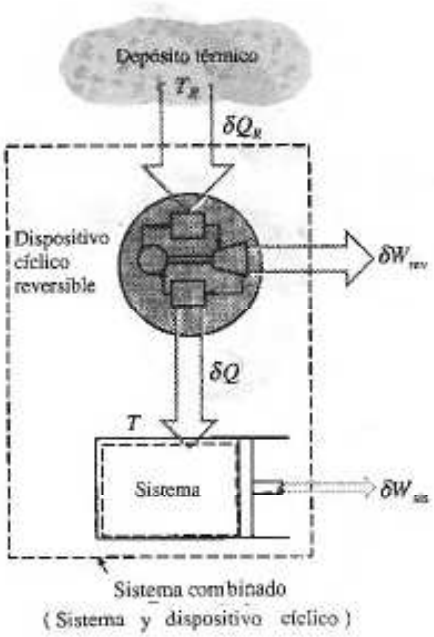


FIGURA 6-1
El sistema considerado en el desarrollo de la desigualdad de Clausius.

Para demostrar la validez de la desigualdad de Clausius, considere un sistema conectado a un depósito de energía térmica a una temperatura absoluta de T_R mediante un dispositivo cíclico *reversible* (figura 6-1). El dispositivo cíclico recibe calor δQ_R del depósito y suministra una cantidad de calor δQ al sistema, cuya temperatura absoluta en esa parte de la frontera es T (una variable) en tanto produce δW_{rev} de trabajo. El sistema produce la cantidad de trabajo δW_{sis} como resultado de esa transferencia de calor. Al aplicar el principio de la conservación de la energía al sistema combinado, que se identifica por medio de las líneas interrumpidas

$$\delta W_C = \delta Q_R - dE_C$$

donde δW_C es el trabajo total del sistema combinado ($\delta W_{rev} + \delta W_{sis}$) y dE_C es el cambio en la energía total del sistema combinado. Si se considera que el dispositivo cíclico es *reversible*, se obtiene (ecuación 5-18)

$$\frac{\delta Q_R}{T_R} = \frac{\delta Q}{T}$$

donde el signo de δQ se determina por el sistema (positivo si es *hacia* el sistema y negativo si es *desde* el sistema) y el signo de δQ_R se determina por el dispositivo cíclico reversible. Al eliminar δQ_R desde las dos relaciones anteriores se obtiene

$$\delta W_C = T_R \frac{\delta Q}{T} - dE_C$$

Ahora deje que el sistema se someta a un ciclo mientras el dispositivo cíclico experimenta un número integral de ciclos. Entonces la relación anterior se vuelve

$$W_C = T_R \oint \frac{\delta Q}{T}$$

puesto que la integral cíclica de la energía (el cambio neto en la energía, que es una propiedad, durante un ciclo) es cero. En este caso W_C es la integral del ciclo de δW_C, y representa el trabajo neto del ciclo combinado.

Parece que el sistema combinado intercambia calor con un solo depósito de energía térmica mientras se incluye trabajo W_C (produciéndolo o consumiéndolo) durante el ciclo. Con base en el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley, según el cual *ningún sistema puede producir una cantidad neta de trabajo mientras opera en un ciclo e intercambia calor con un solo depósito de energía térmica*, se deduce que W_C no puede ser una salida de trabajo y, por ello, no puede ser una cantidad positiva. Si se considera que T_R es una temperatura absoluta y, en consecuencia, una cantidad positiva, se debe tener

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \tag{6-1}$$

que es la desigualdad de Clausius, válida para todos los ciclos termodinámicos, reversibles o irreversibles, incluyendo los ciclos de refrigeración.

Si no suceden irreversibilidades dentro del sistema ni en un dispositivo cíclico reversible, entonces el ciclo experimentado por el sistema combinado será internamente reversible. Como tal, puede invertirse. En el caso de un ciclo invertido todas las cantidades tendrán la misma magnitud, pero con el signo opuesto. Por consiguiente, el trabajo W_C, el cual podría no ser una cantidad positiva en el caso ordinario, no puede ser una cantidad negativa en el caso inverso. Entonces se concluye que $W_{C,\,\text{int rev}} = 0$ puesto que no puede ser una cantidad positiva o negativa. Por esta razón

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} = 0 \tag{6-2}$$

en ciclos internamente reversibles. De modo que la conclusión es que *la igualdad en la desigualdad de Clausius (ecuación 6-1) se cumple en ciclos total o solo internamente reversibles y la desigualdad en los irreversibles.*

Es posible eliminar la desigualdad en la ecuación 6-1 si se escribe como

$$S_{\text{gen ciclo}} = -\oint \frac{\delta Q}{T} \tag{6-3}$$

donde la cantidad $S_{\text{ciclo, gen}}$ es la *generación de entropía* asociada con un ciclo, la cual es una medida de las irreversibilidades o imperfecciones que suceden durante el ciclo. Se estudia en detalle en la sección 6-3. La generación de entropía evidentemente nunca puede ser negativa. Es una cantidad positiva en ciclos internamente irreversibles (ciclos que implican irreversibilidades dentro de las fronteras del sistema) y cero para los internamente reversibles.

Por ejemplo, la generación de entropía en un ciclo de máquina térmica, durante el cual se suministra calor en la cantidad de Q_H al sistema a una tempera-

tura constante de T_H en la frontera, en tanto que una cantidad de calor Q_L se libera desde el sistema a una temperatura constante de T_L en la frontera es

$$S_{\text{gen ciclo}} = -\oint \frac{\delta Q}{T} = -\left[\int \frac{\delta Q_H}{T_H} - \int \frac{\delta Q_L}{T_L}\right] = -\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L}$$

En ciclos internamente reversibles $Q_H/T_H = Q_L/T_L$, por ello la generación de entropía es cero en dichos ciclos.

EJEMPLO 6-1

Una máquina térmica recibe 600 kJ de calor de una fuente de alta temperatura a 1 000 K durante un ciclo. Convierte 150 kJ de ese calor en trabajo neto y desecha los restantes 450 kJ en un sumidero de baja temperatura a 300 K. Determine si la máquina térmica viola la segunda ley de la termodinámica con base en *a)* la desigualdad de Clausius y *b)* el principio de Carnot.

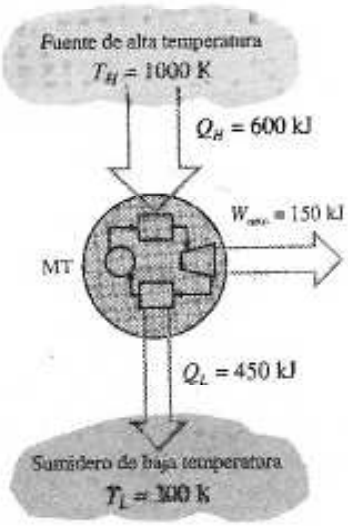


FIGURA 6-2
Dibujo esquemático para el ejemplo 6-1.

Solución *a)* En la figura 6-2 se muestra un dibujo de la máquina térmica. Una manera de determinar si este ciclo viola la segunda ley es comprobar si viola la desigualdad de Clausius. Un ciclo que viola la desigualdad de Clausius también viola la segunda ley.

Si supone que la temperatura en los puntos donde el calor cruza las fronteras de la máquina térmica es igual a la temperatura de los depósitos, determine que la integral cíclica de $\delta Q/T$ para el ciclo de máquina térmica bajo consideración es

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \frac{Q_H}{T_H} - \frac{Q_L}{T_L} = \frac{600\text{ kJ}}{1000\text{ K}} - \frac{450\text{ kJ}}{300\text{ K}} = -0.9\text{ kJ/K}$$

Puesto que la integral cíclica de $\delta Q/T$ es negativa, este ciclo satisface la desigualdad de Clausius y en vista de ello la segunda ley de la termodinámica.

b) Otra manera de determinar si la máquina térmica viola la segunda ley consiste en verificar si se satisface el principio de Carnot. Mediante la comparación de la eficiencia térmica de esta máquina con la eficiencia térmica de una máquina reversible, como la de Carnot, que opera entre los mismos límites de temperatura:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{450\text{ kJ}}{600\text{ kJ}} = 0.25 \text{ o } 25\%$$

$$\eta_{th,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300\text{ K}}{1000\text{ K}} = 0.70 \text{ o } 70\%$$

También en este caso, la máquina térmica está en completa concordancia con la segunda ley de la termodinámica, ya que $\eta_t < \eta_{t,rev}$. Observe que un ciclo que viola la desigualdad de Clausius también viola el ciclo de Carnot.

6-2 ■ ENTROPÍA

La desigualdad de Clausius estudiada en la sección 6-1 es la base para la definición de una nueva propiedad llamada *entropía*.

Para desarrollar una relación con la que se defina la entropía, se debe examinar más de cerca la ecuación 6-2. En ésta hay una cantidad cuya integral cíclica es cero. Piense por un momento qué tipo de cantidades pueden tener esta característica. Se sabe que la integral cíclica del *trabajo* no es cero. (Es conveniente que no sea cero. De otro modo, las máquinas térmicas que trabajan en un ciclo, como las centrales eléctricas de vapor, producirían un trabajo neto igual a cero.) Tampoco lo es la integral cíclica del calor. Como se recordará estas dos cantidades se definieron en el capítulo 3 como *funciones de trayectoria*, puesto que sus magnitudes dependen de la trayectoria del proceso seguida.

Por ahora considere el volumen ocupado por un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo sometido a un ciclo, como muestra la figura 6-3. Cuando el émbolo regresa a su posición inicial al final de un ciclo, el volumen del gas también regresa a su valor inicial. De esa manera el cambio neto en el volumen durante un ciclo es cero, que también se expresa como

$$\oint dV = 0$$

Es decir, la integral cíclica de volumen (o cualquier otra propiedad) es cero. Dicho en sentido inverso, una cantidad cuya integral cíclica es cero depende exclusivamente del *estado* y no de la trayectoria del proceso, por lo que es una propiedad. En vista de ello la cantidad $(\delta Q/T)_{\text{rev int}}$ debe representar una propiedad en la forma diferencial.

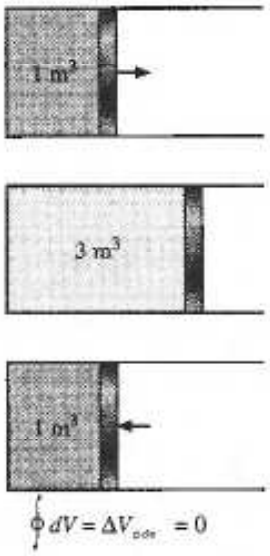


FIGURA 6-3
El cambio neto en un volumen (una propiedad) durante un ciclo siempre es cero.

Para demostrar aún más este punto, considérese un ciclo que consta de dos procesos internamente reversibles, A y B, como se indica en la figura 6-4. Al aplicar la ecuación 6-2 a este ciclo internamente reversible se obtiene

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_A + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_B = 0$$

La inversión de los límites de la última integral y el cambio de su signo para mantener la igualdad produce

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_A = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_B$$

En vista de que A y B son dos trayectorias *cualesquiera* de procesos internamente reversibles entre los estados 1 y 2, el valor de esta integral depende sólo de los estados extremos y no de la trayectoria seguida. En consecuencia, debe representar el cambio de una propiedad. En 1865 clausius se dio cuenta que había descubierto una nueva propiedad termodinámica, y para nombrar a esta propiedad escogió el término **entropía**. Es designada por S y se define como

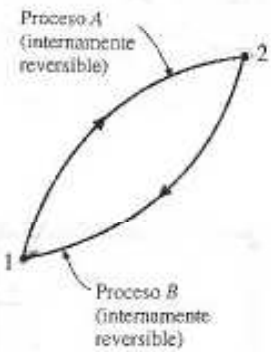


FIGURA 6-4
Un ciclo internamente reversible compuesto de dos procesos internamente reversibles.

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \qquad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}4)$$

La entropía es una propiedad extensiva de un sistema y algunas veces se le conoce como la *entropía total*. La entropía por unidad de masa, denominada s, es una propiedad intensiva y se mide con la unidad kJ/(kg · K). El término *entropía* se emplea para referirse tanto a la entropía total como a la entropía por unidad de masa, ya que el contexto clarifica a cuál de ellas se hace referencia.

El cambio en la entropía de un sistema durante un proceso se determina al integrar la ecuación 6-4 entre los estados inicial y final:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \qquad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}5)$$

Advierta que en realidad se ha definido el *cambio* en la entropía en vez de la entropía misma; del mismo modo que en el capítulo 3 se definió el cambio en la energía en lugar de la energía cuando se desarrolló la relación de la primera ley para sistemas cerrados. Los valores absolutos de la entropía se determinan con base en la tercera ley de la termodinámica, la cual se estudia en este capítulo. Los ingenieros suelen ocuparse de los *cambios* en la entropía; por tanto, es posible asignar el valor cero a la entropía de una sustancia en un estado de referencia seleccionado arbitrariamente, los valores de la entropía en otros estados se determinan por la ecuación 6-5, y se eligie el estado 1 como el de referencia ($S = 0$), y el estado 2 como el estado en el cual se va a determinar la entropía.

Para efectuar la integración en la ecuación 6-5, es necesario conocer la relación entre Q y T durante un proceso. A menudo no se conoce esta relación y la integral en la ecuación 6-5 se efectúa sólo para unos cuantos casos. En la mayoría de las situaciones es necesario confiar en los datos tabulados para la entropía.

Observe que la entropía es una propiedad y, al igual que otras propiedades, tiene valores fijos en estados fijos. De tal modo, el cambio en la entropía ΔS entre dos estados específicos es el mismo, no importa qué trayectoria, reversible o irreversible, se siga durante un proceso (figura 6-5).

Advierta también que la integral de $\delta Q/T$ dará el valor del cambio en la entropía, *sólo si* la integración se efectúa a lo largo de una trayectoria *internamente reversible* entre los dos estados. La integral de $\delta Q/T$ a lo largo de una trayectoria irreversible no es una propiedad y, en general, se obtendrán valores diferentes cuando la integración se realice a lo largo de diferentes trayectorias irreversibles. En consecuencia, incluso para procesos irreversibles, el cambio en la entropía se determina al efectuar esta integración a lo largo de alguna conveniente e imaginaria trayectoria internamente reversible entre los estados especificados.

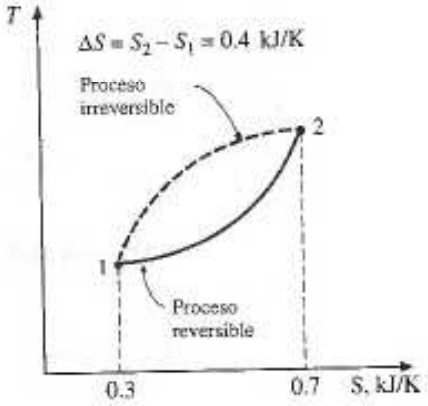


FIGURA 6-5
El cambio de entropía entre dos estados específicos es el mismo si el proceso es reversible o irreversible.

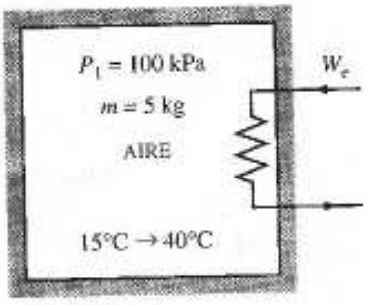


FIGURA 6-6
Dibujo esquemático para el ejemplo 6-2.

EJEMPLO 6-2

La figura 6-6 muestra un tanque rígido aislado que contiene 5 kg de aire a 15°C y 100 kPa. Dentro del tanque se activa un calentador de resistencia eléctrica y se mantiene hasta que la temperatura del aire aumenta a 40°C. Determine el cambio de entropía del aire durante este proceso.

Solución Lo más probable es que primero intente, para determinar el cambio de entropía del aire, usar la ecuación 6-5. Puesto que el tanque está aislado, $\delta Q = 0$ y la integral en la ecuación 6-5 produce $\Delta S = 0$. Este enfoque, desde luego, no es válido pues la integral en la ecuación 6-5 debe efectuarse a lo largo de una trayectoria internamente reversible. Como se estableció en el capítulo 5, el proceso real es irreversible. El cambio en la entropía correspondiente a este proceso debe evaluarse mediante un proceso internamente reversible entre los estados extremos especificados y efectuando la integración a lo largo de su trayectoria.

He aquí un proceso internamente reversible correspondiente: el mismo efecto podría lograrse de una manera internamente reversible si transfiere

calor al aire en el tanque rígido, desde una fuente externa hasta que la temperatura del aire ascienda a 40°C. No suceden irreversibilidades dentro de las fronteras del sistema durante este proceso. Por lo que es internamente reversible. Además, el proceso no implica interacciones de trabajo. Así, la forma diferencial de la primera ley (ecuación 3-40) para este sistema cerrado se reduce a

$$\delta Q - \delta \cancel{W}^{0} = dU$$
$$\delta Q = dU$$

Al tratar al aire como un gas ideal con calores específicos constantes, se obtiene $dU = mC_v dT$. Por tanto,

$$\delta Q_{\text{int rev}} = mC_v\, dT$$

Entonces el cambio en la entropía se determina por la ecuación 6-5 como

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} = \int_1^2 \frac{mC_v\, dT}{T} = mC_v \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$= (5\text{ kg})[0.717\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}] \ln \frac{313\text{ K}}{288\text{ K}} = 0.30\text{ kJ/K}$$

Por consiguiente, el cambio en la entropía del aire durante este proceso es 0.30 kJ/K. El mismo resultado se habría obtenido si se hubieran empleado otras trayectorias internamente irreversibles. Ésta es una forma un poco incómoda de determinar el cambio en la entropía y aquí se presenta con fines exclusivos de demostración. El cambio en la entropía para éste y otros procesos se determina con mucha facilidad al utilizar las relaciones que se desarrollan después en este capítulo.

Un caso especial: procesos de transferencia de calor isotérmica internamente reversibles

En el capítulo 5 se apuntó que los procesos de transferencia de calor isotérmicos son internamente reversibles. En consecuencia, el cambio en la entropía de un sistema durante un proceso de transferencia de calor isotérmico internamente reversible se determina con la integración en la ecuación 6-5:

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T_0}\right)_{\text{int rev}} = \frac{1}{T_0}\int_1^2 (\delta Q)_{\text{int rev}}$$

la cual se reduce a

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0} \quad \text{(kJ/K)} \tag{6-6}$$

donde T_0 es la temperatura absoluta constante del sistema, y Q es la transferencia de calor en el proceso internamente reversible. La ecuación 6-6 es de particular utilidad para determinar los cambios de entropía en depósitos de energía térmica que absorben o suministran calor indefinidamente a una temperatura constante.

Observe que el cambio en la entropía de un sistema durante un proceso internamente reversible puede ser positivo o negativo, depende de la dirección de la transferencia de calor. La transferencia de calor hacia un sistema (Q positiva)

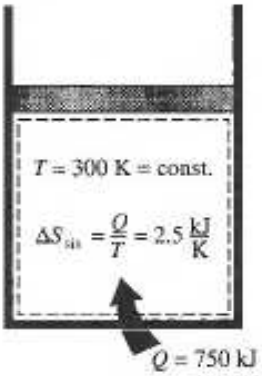


FIGURA 6-7
Determinación del cambio de entropía durante un proceso isotérmico internamente reversible.



FIGURA 6-8
Dibujo esquemático para el ejemplo 6-3.

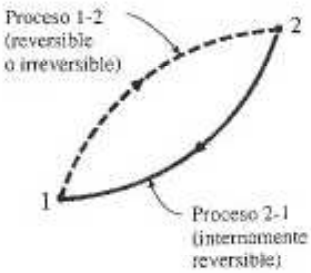


FIGURA 6-9
Un ciclo compuesto por un proceso reversible y uno irreversible.

aumentará la entropía del sistema, en tanto que la transferencia de calor desde el sistema (Q negativa) la disminuirá (figura 6-7). De hecho, la pérdida de calor es la única manera en que puede reducirse la entropía de un sistema.

EJEMPLO 6-3

Durante cierto proceso un sistema desecha 75 Btu de calor al aire circundante a 525 R, como indica la figura 6-8. Determine el cambio en la entropía del aire circundante en este proceso.

Solución El aire circundante puede absorber y liberar grandes cantidades de calor sin experimentar ningún cambio significativo en su temperatura. Por tal razón, puede tratarse como un depósito de energía térmica a 525 R, y su cambio en la entropía se determina por la ecuación 6-6 como

$$\Delta S_{air} = \frac{Q_{air}}{T_{air}} = \frac{+\ 75\ \text{Btu}}{525\ \text{R}} = \mathbf{0.143\ Btu/R}$$

Advierta que Q_{air} y en consecuencia ΔS_{air} son cantidades positivas debido a que el aire circundante gana calor.

6-3 ■ EL PRINCIPIO DEL INCREMENTO DE ENTROPÍA

Considere un ciclo formado por dos procesos: el proceso 1-2, que es arbitrario (reversible o irreversible), y el proceso 2-1, que es internamente reversible, como muestra la figura 6-9. De la desigualdad de Clausius,

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

o

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \leq 0$$

La segunda integral en la relación anterior se reconoce como el cambio en la entropía $S_1 - S_2$. Por consiguiente,

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_1 - S_2 \leq 0$$

puede rearreglarse como

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \tag{6-7}$$

o

$$\Delta S \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \tag{6-8}$$

La ecuación 6-8 es un enunciado matemático de la segunda ley de la termodinámica para una masa fija. También se expresa en forma diferencial como

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T}$$

donde la igualdad se cumple para un proceso internamente reversible y la desigualdad para un proceso irreversible. La conclusión derivada de estas ecuaciones es que *el cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso irreversible es mayor que la integral de $\delta Q/T$ evaluada para ese proceso. En el caso límite de un proceso reversible, estas dos cantidades se vuelven iguales.* También en este caso T es la *temperatura absoluta* en la *frontera,* donde el calor diferencial δQ se transfiere entre el sistema y los alrededores.

La cantidad $\Delta S = S_2 - S_1$ representa el *cambio de entropía* del sistema. En un proceso reversible se vuelve igual a $\int_1^2 \delta Q/T$, que representa la *transferencia de entropía* con calor. Es decir, el *cambio de entropía* de un sistema cerrado durante un proceso reversible es igual a la *transferencia de entropía* durante ese proceso. Esto es análogo a la primera ley, la cual establece que el *cambio de energía* de un sistema cerrado durante un proceso es igual a la *transferencia de energía* durante ese proceso. Sin embargo, existen dos diferencias principales:

1. El cambio en la energía de un sistema cerrado es igual a la transferencia de energía en *cualquier proceso,* en tanto que el cambio de entropía de un sistema cerrado es igual a la transferencia de entropía sólo en procesos *reversibles.*

2. La energía se transfiere en la forma de *calor* o *trabajo* mientras que la entropía se transfiere únicamente como *calor.*

La transferencia de calor siempre se acompaña de transferencia de entropía en la cantidad de $\int_1^2 \delta Q/T$, aunque no se transfiere ninguna entropía durante una interacción de trabajo. En otras palabras, el *trabajo no tiene entropía.*

Dése cuenta que la primera ley no distingue entre la transferencia de calor y el trabajo, los considera *iguales.* La segunda ley sí establece la distinción entre la transferencia de calor y el trabajo: *una interacción de energía que es acompañada por transferencia de entropía es una transferencia de calor, en tanto que una interacción de energía que no se acompaña de transferencia de entropía es trabajo.* Ninguna entropía se intercambia durante una interacción de trabajo entre un sistema y sus alrededores. Por ello sólo se intercambia *energía* durante una interacción de trabajo, en tanto que se intercambia tanto *energía* como *entropía* durante las transferencias de calor (figura 6-10).

En el término de transferencia de entropía $\int \delta Q/T$, T es la *temperatura absoluta* del sistema en la frontera y por ello siempre es positiva. Por consiguiente, el signo de la transferencia de entropía es el mismo de la transferencia de calor: *positivo* si es *hacia* el sistema, y *negativo* si es *hacia fuera* del sistema. La transferencia de entropía en sistemas adiabáticos es cero.

El signo de desigualdad en las relaciones anteriores es un recordatorio de que el cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso irreversible siempre es mayor que la transferencia de entropía. Es decir, se *genera* o *crea* cierta entropía durante un proceso irreversible, y esta generación se debe por completo a la presencia de irreversibilidades. La entropía generada durante un proceso se denomina **generación de entropía**, y se denota por medio de S_{gen}. Advierta que la diferencia entre el cambio en la entropía de un sistema cerra-

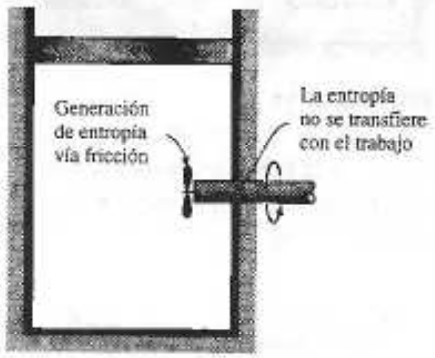


FIGURA 6-10
Ninguna cantidad de entropía acompaña al trabajo cuando éste cruza la frontera del sistema. No obstante, la entropía puede ser generada dentro del sistema cuando la energía del trabajo se disipa en una forma de energía menos útil.

do y la transferencia de entropía es igual a la generación de entropía; la ecuación 6-7 puede escribirse como la siguiente igualdad

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{gen} \qquad (6\text{-}9)$$

La generación de entropía S_{gen} siempre es una cantidad *positiva* o cero. Su valor depende del proceso y, por ello, *no* es una propiedad del sistema.

Principio del incremento de entropía

La ecuación 6-8 tiene implicaciones de gran alcance en termodinámica. En un sistema aislado (o sólo en un sistema cerrado adiabático) la transferencia de calor es cero, y la ecuación 6-8 se reduce a

$$\Delta S_{aislado} \geq 0 \qquad (6\text{-}10)$$

Esta ecuación expresa que *la entropía de un sistema aislado durante un proceso siempre aumenta o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante.* Por tanto, *nunca* disminuye. Ésta es una de las expresiones del *principio de incremento de entropía*. Observe que en la ausencia de toda transferencia de calor, el cambio en la entropía se debe sólo a irreversibilidades, y su efecto siempre es incrementar la entropía.

La ecuación 6-10 es en extremo valiosa en el análisis de la segunda ley de procesos de ingeniería, pero se limita a procesos adiabáticos de sistemas cerrados y, por tanto, no es de uso general. Sería deseable tener una relación para el principio del incremento de entropía que sea aplicable tanto a sistemas abiertos como cerrados, así como a sistemas adiabáticos y no adiabáticos. La relación se lleva a cabo como sigue:

Un sistema aislado puede constar de cualquier número de subsistemas (figura 6-11). Por ejemplo, un sistema y sus alrededores, constituyen un sistema aislado, ya que ambos pueden encerrarse con una frontera arbitraria lo suficientemente grande en la cual no hay calor, trabajo o transferencia de masa (figura 6-12).

Un sistema y sus alrededores pueden ser los dos subsistemas de un sistema aislado, y el cambio en la entropía de un sistema aislado durante un proceso es la suma de los cambios de entropía del sistema y sus alrededores; la cual recibe el nombre de **cambio de entropía total** ΔS_{total} o **generación de entropía** S_{gen}, y el principio del incremento de entropía para cualquier proceso se expresa como

$$S_{gen} = \Delta S_{total} = \Delta S_{sis} + \Delta S_{alr} \geq 0 \qquad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}11)$$

La ecuación 6-11 es una expresión general para **el principio del incremento de entropía** y es aplicable tanto a sistemas cerrados (masas de control) como a abiertos (volúmenes de control), puesto que cualquier sistema y sus alrededores forman un sistema aislado (figura 6-13). Establece que *el cambio en la entropía total asociado con un proceso debe ser positivo o cero.* La igualdad se cumple para procesos reversibles y la desigualdad para los irreversibles. Advierta que ΔS_{alr} se refiere al *cambio* en la entropía de los alrededores *como resultado de que suceda el proceso bajo consideración.*

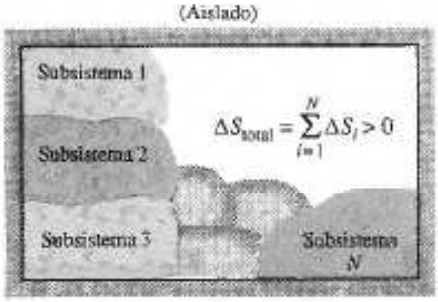


FIGURA 6-11
El cambio de entropía de un sistema aislado es la suma de los cambios de entropía de sus componentes, y nunca es menor que cero.

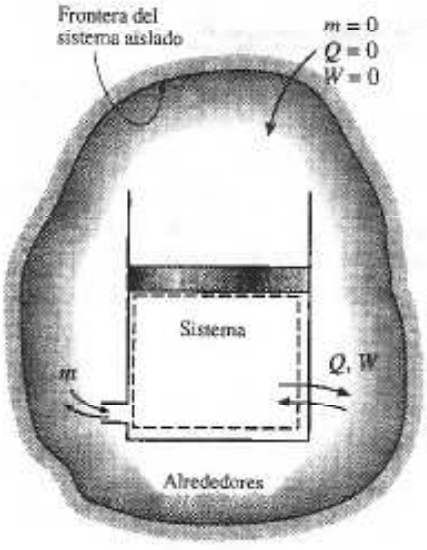


FIGURA 6-12
Un sistema y sus alrededores forman un sistema aislado.

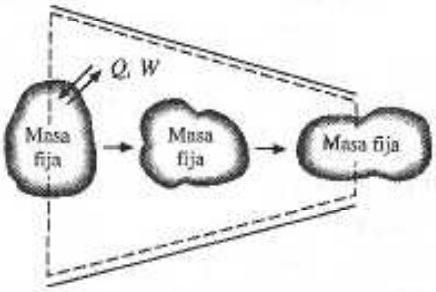


FIGURA 6-13
Todas las relaciones desarrolladas para sistemas cerrados son también aplicables a una masa fija que fluye por un volumen de control.

Como ningún proceso real es verdaderamente reversible, es posible concluir que el cambio neto en la entropía para cualquier proceso que sucede es positivo y que, por tanto, la entropía del universo, el cual puede considerarse como un sistema aislado, está creciendo continuamente. Cuanto más irreversible es un proceso, tanto más grande resulta la entropía generada durante ese proceso. Ninguna entropía se genera durante procesos reversibles ($S_{gen} = 0$).

El aumento de entropía del universo es de gran interés no sólo para los ingenieros, sino también para los filósofos y los teólogos que la consideran como una medida del desorden (o confusión) en el universo.

La ecuación 6-11 no implica que la entropía de un sistema o de los alrededores no disminuya. El cambio de entropía de un sistema o de sus alrededores *puede* ser negativo durante un proceso (figura 6-14); pero su suma no. El principio del aumento de entropía puede resumirse como sigue:

$$S_{gen} = \Delta S_{total} \begin{cases} > 0 & \text{proceso irreversible} \\ = 0 & \text{proceso reversible} \\ < 0 & \text{proceso imposible} \end{cases}$$

Dicha relación sirve como criterio para determinar si un proceso es reversible, irreversible o imposible.

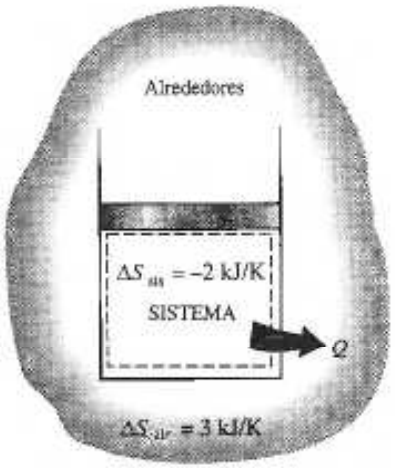


FIGURA 6-14
El cambio en la entropía de un sistema puede ser negativo; pero la suma $\Delta S_{sis} + \Delta S_{alr}$ puede no serlo.

Balance de entropía para sistemas cerrados

Un sistema cerrado no implica flujo de masa por sus fronteras, y su cambio de entropía es simplemente la diferencia entre las entropías inicial y final del sistema. El *cambio de entropía* de un sistema cerrado se debe a la *transferencia de entropía* que acompaña a la transferencia de calor y a la *generación de entropía* dentro de las fronteras del sistema, y la ecuación 6-9 es una expresión para el **balance de entropía** de un sistema cerrado:

$$\underbrace{S_2 - S_1}_{\text{Cambio de entropía}} = \underbrace{\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}}_{\text{Transferencia de entropía con calor}} + \underbrace{S_{gen,\,sys}}_{\text{Generación de entropía dentro del sistema}}$$

La relación anterior del balance de entropía expresa que *el cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso es igual a la suma de la entropía transferida por la frontera del sistema mediante la transferencia de calor, y de la entropía generada dentro de las fronteras del sistema por efecto de*

irreversibilidades. Aquí T es la temperatura absoluta de parte de la frontera del sistema y cuando δQ cruza la frontera, y el signo de Q se determina de acuerdo con el sistema (*positivo* si entra al sistema y *negativo* si sale de éste). Para efectuar la integración en la relación del balance de entropía se requiere información en relación a cómo varían la temperatura de la frontera y la transferencia de calor a lo largo de todo el proceso.

Por conveniencia, la ecuación del balance de entropía para sistemas cerrados puede expresarse en formas alternativas. Por ejemplo, el término de la transferencia de entropía puede ser expresado como una *suma* cuando se transfiere calor en una cantidad Q_k a través de la frontera a temperaturas constantes T_k en diferentes puntos:

$$S_2 - S_1 = \sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{\text{gen, sis}} \tag{6-12}$$

Expresión que puede indicarse en la *forma de relación* como

$$\frac{dS}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \dot{S}_{\text{gen, sis}} \tag{6-13}$$

donde dS/dt es la relación de cambio de la entropía del sistema, y $\dot{Q}_k$ es la relación de transferencia de calor a través de la frontera a temperatura instantánea T_k. En un *proceso adiabático* ($Q = 0$), los términos de transferencia de entropía en las relaciones anteriores se eliminan y el cambio de entropía del sistema cerrado se vuelve igual a la generación de entropía dentro del sistema. Es decir,

$$\Delta S_{\text{sis, adiab}} = S_{\text{gen, sis}}$$

Observe que se ha adoptado la notación $S_{\text{gen, sis}}$ en las relaciones del balance de entropía sólo para representar la generación de entropía *dentro de la frontera del sistema*, y no la generación de entropía que puede suceder fuera de la frontera del sistema durante el proceso como resultado de las irreversibilidades externas. Por tanto, un proceso para el cual $S_{\text{gen, sis}} = 0$ es *internamente reversible*, pero no tiene que ser *totalmente* reversible. Al denotar la generación de entropía en los alrededores por medio de $S_{\text{gen, alr}}$, la entropía total generada durante un proceso puede expresarse como $S_{\text{gen}} = S_{\text{gen, sis}} + S_{\text{gen, alr}}$. Si se considera que ninguna de estas cantidades puede ser negativa, en un proceso reversible tiene $S_{\text{gen}} = S_{\text{gen, alr}} = 0$.

Las relaciones de balance de entropía anteriores son útiles cuando determinan la localización y la magnitud de la entropía generada. Sin embargo, su empleo requiere un conocimiento de la transferencia de calor y de la variación de la temperatura de la frontera, información que no está disponible. En esos casos no es posible determinar la transferencia de entropía y, en consecuencia, no puede determinarse de manera independiente la entropía generada dentro del sistema y dentro de los alrededores. Por ello es necesario determinar la suma de las dos, lo cual corresponde a la generación de entropía asociada con el *proceso*, en lo que se considera el sistema y sus alrededores junto a un sistema aislado. En ese caso el *cambio de entropía total* o la *generación de entropía* para los procesos se determina a partir de la ecuación 6-11 y se añaden los cambios de entropía del sistema y de los alrededores. El cambio de entropía de los alrededores suele determinarse por la ecuación 6-6 que trata los alrededores como depó-

sitos de energía térmica. De modo que el principio del incremento de entropía en un sistema cerrado que intercambia calor con varios depósitos de energía térmica a temperaturas T_R en las cantidades de Q_R puede expresarse como (ecuación 6-11)

$$S_{gen} = \Delta S_{total} = \Delta S_{sis} + \Delta S_{alr} \geq 0 \qquad \text{(kJ/K)}$$

donde $\Delta S_{sis} = S_2 - S_1 = m(s_2 - s_1)$

y $\Delta S_{alr} = \sum \dfrac{Q_R}{T_R}$

Los signos de Q_R se determinan por los depósitos. Cuando el sistema intercambia calor sólo con sus alrededores a temperatura T_{alr} en la cantidad de Q_{alr}, el cambio en la entropía de los alrededores viene a ser $\Delta S_{alr} = Q_{alr}/T_{alr}$. En un proceso adiabático, $\Delta S_{alr} = 0$ y el principio del incremento de entropía se reduce a

$$S_{gen} = \Delta S_{total} = m(s_2 - s_1) \geq 0$$

Es decir, la entropía de un sistema cerrado nunca disminuye durante un proceso adiabático.

Al escribir la relación anterior para ΔS_{alr}, se supuso que la temperatura de la frontera en un sitio donde la transferencia de calor con un depósito térmico tiene lugar es igual a la temperatura del depósito. El supuesto fue que los alrededores se conformaban de depósitos sometidos a procesos isotérmicos internamente reversibles. Si no fuera el caso, la parte de los alrededores que no esté a la temperatura del depósito puede tratarse como una *zona de amortiguamiento* entre el sistema y los depósitos. Bajo condiciones permanentes, el estado y, en consecuencia, la entropía de la zona de amortiguamiento en cualquier punto no cambiará durante un proceso y el cambio en la entropía de dicha zona será cero. El cambio en la entropía en la zona de amortiguamiento suele ser pequeño en relación con los cambios de entropía del sistema y los depósitos de los alrededores y, por ello, suele descartarse.

EJEMPLO 6-4

Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción, mostrado en la figura 6-15, contiene una mezcla saturada de agua a 100°C. Durante un proceso a presión constante, 600 kJ de calor se transfieren al aire circundante que se encuentra a 25°C. Como resultado, se condensa parte del vapor de agua contenido en el dispositivo de cilindro-émbolo. Determine *a*) el cambio de entropía del agua; *b*) el cambio de entropía durante este proceso, y *c*) si el proceso es reversible, irreversible o imposible.

Solución *a*) La temperatura del agua permanece constante a 100°C durante este proceso de cambio de fase debido a que la presión dentro del dispositivo de cilindro-émbolo se mantiene constante. Este proceso es internamente reversible puesto que no implica irreversibilidades dentro de las fronteras del sistema. En consecuencia, el cambio de entropía del agua durante este proceso puede determinarse por la ecuación 6-6:

$$\Delta S_{agua} = \frac{Q_{agua}}{T_{agua}} = \frac{-600 \text{ kJ}}{(100 + 273) \text{ K}} = \mathbf{-1.61 \text{ kJ/K}}$$

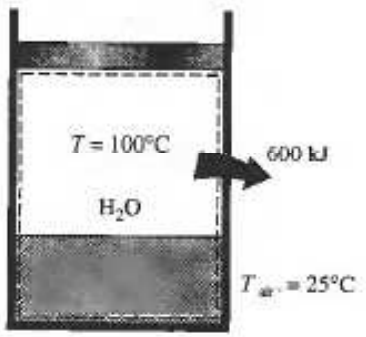


FIGURA 6-15
Dibujo esquemático para el ejemplo 6-4.

Advierta que Q_{agua} es negativo porque el calor se transfiere del agua, y que la entropía del sistema (agua) disminuye durante el proceso.

b) El cambio de entropía del aire circundante, el cual sirve como sumidero durante este proceso, se determina de manera similar. Pero esta vez el término de la transferencia de calor es positivo debido a que el calor perdido por el sistema es ganado por los alrededores:

$$Q_{air} = -Q_{sis} = +600 \text{ kJ}$$

y

$$\Delta S_{air} = \frac{Q_{air}}{T_{air}} = \frac{+600 \text{ kJ}}{(25 + 273) \text{ K}} = \mathbf{+2.01 \text{ kJ/K}}$$

Tal vez a usted le sorprenda la forma en que el dispositivo de cilindro-émbolo se ajusta al análisis. El enunciado del problema implica que el agua es el sistema, por lo cual las superficies internas del dispositivo de cilindro-émbolo constituyen la frontera. Como los alrededores son todo lo externo al sistema, el dispositivo de cilindro-émbolo es parte de los alrededores; así $\Delta S_{air} = \Delta S_{aire} + \Delta S_{cil}$. Es decir, el cambio de entropía de los alrededores debe implicar no sólo el cambio de entropía del aire circundante, sino también el cambio de entropía del dispositivo de cilindro-émbolo. Sin embargo, si se considera que la entropía es una propiedad y que los valores de las propiedades dependen del estado del sistema, es posible argumentar que el cambio de entropía del dispositivo de cilindro-émbolo es cero si se demuestra que la masa del dispositivo es despreciable o que el dispositivo no experimenta ningún cambio en sus propiedades durante el proceso. Aunque no se puede decir nada de la masa del dispositivo, sí puede argumentar que está sujeta a un proceso *permanente* y que por ello no sufre cambio alguno en sus propiedades en ningún punto. La base de este argumento es que las condiciones en el interior y el exterior del dispositivo (en particular las temperaturas) permanecen constantes durante este proceso. En consecuencia, se justifica suponer que $\Delta S_{cil} \cong 0$, pues el contenido de entropía (así como la energía) del dispositivo permanece esencialmente constante durante este proceso.

c) Para determinar si este proceso es reversible, irreversible o imposible, es necesario encontrar el cambio total de la energía en este proceso. De la ecuación 6-11,

$$\Delta S_{total} = \Delta S_{sis} + \Delta S_{air} = (-1.61 + 2.01) \text{ kJ/K}$$
$$= \mathbf{+0.4 \text{ kJ/K}}$$

En este proceso el cambio de entropía total es positivo, lo que indica que se trata de un proceso *irreversible*. Se esperaba este resultado pues la experiencia indica que este proceso no es imposible ni reversible, porque implica transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita.

Por el bien de la exposición, se examinará el proceso inverso (la transferencia de 600 kJ de calor provenientes del aire de los alrededores a 25°C hacia el agua saturada a 100°C) para ver si el principio del aumento de entropía detecta la imposibilidad de este proceso. Ahora se invertirá el signo de los términos de transferencia de calor, ya que cambia la dirección del flujo de calor. Esto hará ΔS_{agua} positiva y ΔS_{air} negativa y, en consecuencia, ΔS_{total} será igual a –0.4 kJ/K. El signo negativo para el cambio total de la entropía indica que el proceso inverso es *imposible*.

Para completar el análisis considérese el caso donde la temperatura del aire de los alrededores es una cantidad diferencial abajo de 100°C

(99.999...9°C) en lugar de 25°C. En esta ocasión, la transferencia de calor del agua saturada al aire circundante sucederá mediante una diferencia de temperatura diferencial, lo cual hace *reversible* este proceso. Puede mostrarse fácilmente que $\Delta S_{air} = \Delta S_{agua}$ y que por ello $\Delta S_{total} = 0$ en este proceso. Por tanto, es un proceso reversible. Recuerde que los procesos reversibles son procesos idealizados a los que es posible aproximarse, pero que en la realidad nunca se alcanzan.

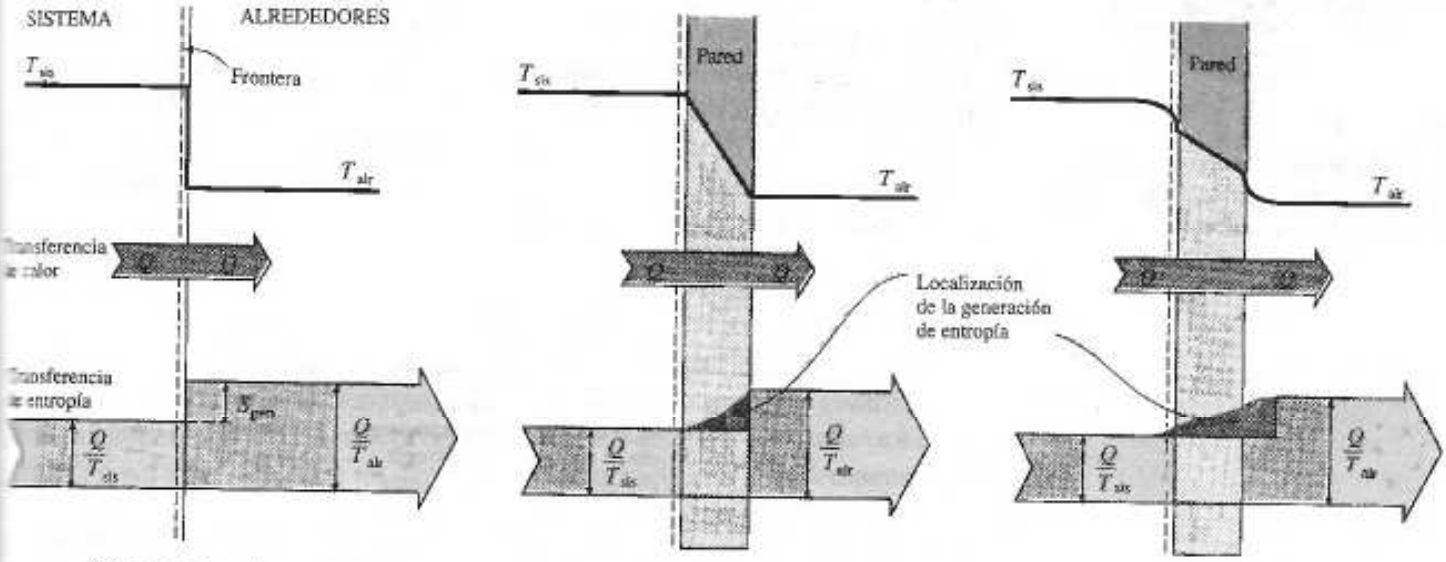
La generación de entropía asociada a un proceso de transferencia de calor

En el ejemplo anterior se generan 0.4 kJ/K de entropía durante un proceso de transferencia de calor, pero no es claro dónde se realiza la generación de entropía, así como la forma en que sucede. Para identificar con precisión el sitio de generación de entropía es necesario ser más precisos en la descripción del sistema, sus alrededores y su frontera.

En ese ejemplo se supuso que tanto el sistema como el aire circundante serían isotérmicos a 100°C y 25°C, respectivamente. La suposición es razonable si ambos fluidos están bien mezclados. La superficie interior de la pared también debe estar a 100°C, mientras que la superficie exterior estará a 25°C, ya que dos cuerpos en contacto físico deben tener la misma temperatura en el punto de contacto. Si se considera que la transferencia de entropía con la transferencia de calor Q a través de una superficie a temperatura constante T es Q/T, entonces la transferencia de entropía del agua hacia la pared es $Q/T_{sis} = 1.61$ kJ/K. Del mismo modo, la transferencia de entropía de la superficie exterior de la pared hacia el aire circundante es $Q/T_{air} = 2.01$ kJ/K. Se genera una cantidad de entropía de 2.01 − 1.61 = 0.4 kJ/K en la pared, como ilustra la figura 6-16*b*.

La identificación del punto donde se genera la entropía permite determinar si un proceso es internamente reversible. Un proceso es internamente reversible

FIGURA 6-16
Representación gráfica de la generación de entropía durante un proceso de transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura finita.



a) Se ignora la pared

(*b*) Se considera la pared

(*c*) Se consideran la pared así como la variación de temperatura en el sistema y los alrededores

si ninguna entropía se genera dentro de las fronteras del sistema. Por tanto, el proceso de transferencia de calor analizado en el ejemplo anterior es internamente reversible si la superficie interior de la pared se toma como la frontera del sistema, y de ese modo el sistema excluye a la pared del recipiente. Si se considera como la frontera del sistema a la superficie exterior de la pared del recipiente, entonces el proceso ya no es internamente reversible debido a que la pared, sitio de la generación de entropía, es ahora parte del sistema.

En paredes delgadas es muy tentador ignorar su masa y considerar la pared como la frontera entre el sistema y los alrededores. Esta elección, en apariencia inocente, oculta el sitio de la generación de entropía y es una de las principales fuentes de confusión. En este caso, la temperatura se reduce repentinamente de T_{gas} a T_{air} en la superficie de la frontera, y la confusión surge respecto de qué temperatura emplear en la relación Q/T para la transferencia de entropía en la frontera.

Dése cuenta que si el sistema y el aire circundante no son isotérmicos, como consecuencia de un mezclado insuficiente, entonces parte de la generación de entropía sucederá tanto en el sistema como en el aire circundante en la vecindad de la pared, como muestra la figura 6-16*c*.

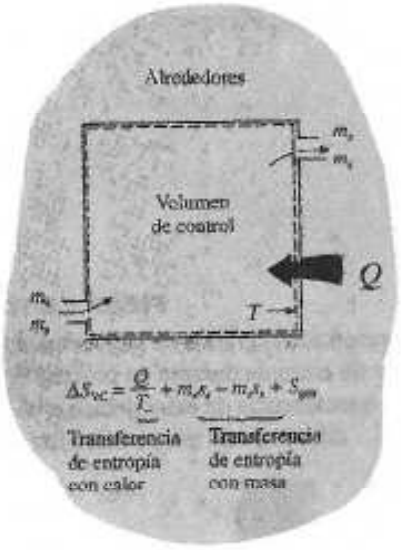


FIGURA 6-17
La entropía de un volumen de control cambia como resultado del flujo de masa, así como de flujo de calor.

Balance de entropía en volúmenes de control

Las relaciones del balance de entropía para volúmenes de control son similares a las que se dieron antes para sistemas cerrados, pero en este caso se debe considerar un mecanismo más de intercambio de entropía: *el flujo de masa a través de las fronteras del volumen de control*. La masa posee entropía así como energía, y las cantidades de estas dos propiedades extensivas son proporcionales a la cantidad de masa. (Cuando la masa de un sistema se duplica lo mismo sucede con los contenidos de entropía y energía del sistema.) Tanto la entropía como la energía se transportan hacia dentro y hacia fuera del volumen de control mediante las corrientes de materia, y las relaciones de transporte de entropía y energía dentro y fuera del volumen de control son proporcionales a la relación de flujo de masa (figura 6-17). Debido a que un volumen de control es un sistema cerrado que posibilita la transferencia de masa, la forma de relación del **balance de entropía** para un volumen de control se obtiene por la relación de balance de entropía de un sistema cerrado (ecuación 6-13) el cual se modifica para permitir el transporte de entropía con la masa. Si supone un flujo unidimensional, éste puede expresarse como

$$\underbrace{\frac{dS_{VC}}{dt}}_{\substack{\text{Relación}\\ \text{del cambio}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}}_{\substack{\text{Relación}\\ \text{de la transfe-}\\ \text{cia de entropía}\\ \text{con el calor}}} + \underbrace{\sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i}_{\substack{\text{Relación}\\ \text{del transporte}\\ \text{de entropía}\\ \text{con la masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{gen,\,VC}}_{\substack{\text{Relación de}\\ \text{generación}\\ \text{de entropía}\\ \text{dentro del VC}}}$$

La relación de balance de entropía anterior establece que *la relación de cambio de entropía dentro del volumen de control dS_{VC}/dt durante un proceso es igual a la suma de la relación de transferencia de entropía a través de la frontera del volumen de control mediante la transferencia de calor, la relación neta del trans-*

porte de entropía dentro del volumen de control por el flujo de masa, y la relación de generación de entropía dentro de las fronteras del volumen de control como resultado de las irreversibilidades. También en este caso T es la temperatura absoluta en la frontera, y el signo de $\dot{Q}$ se determina respecto del sistema. Observe que para un *proceso adiabático* ($\dot{Q} = 0$), el término de la transferencia de entropía en la relación anterior se elimina. Además, $\dot{S}_{\text{gen, VC}}$ representa la relación de generación de entropía exclusivamente *dentro del volumen de control*, y no la generación de entropía que puede suceder fuera de la frontera del sistema durante el proceso como consecuencia de irreversibilidades externas. Por tanto, un proceso para el cual $\dot{S}_{\text{gen, VC}} = 0$ es *internamente reversible*, pero no es necesariamente reversible de manera *total*.

Cuando el flujo ya no es unidimensional y las cantidades en la relación anterior varían con el tiempo y con la posición, la forma de relación del balance de entropía para un volumen de control puede expresarse en la *forma general* como

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho s\, dV = \int_A \frac{\dot{q}}{T} dA + \sum \left(\int_A s\rho \mathbf{V}_n\, dA \right)_i - \sum \left(\int_A s\rho b \mathbf{V}_n\, dA \right)_e + \dot{S}_{\text{gen, CV}} \qquad (6\text{-}14)$$

donde $\dot{q}$ es el flujo de calor (relación de transferencia de calor por área de superficie unitaria) a través de la frontera donde la temperatura absoluta es T. La integral en el lado izquierdo se evalúa sobre el volumen del volumen de control mediante la entropía específica local s y la densidad local ρ. La primera integral en el lado derecho se evalúa sobre la superficie del volumen de control, en tanto que las dos últimas integrales se calcularán sobre las áreas de flujo de entrada y salida, respectivamente.

Las relaciones del balance de entropía anteriores son útiles cuando determinan la localización y magnitud de la generación de entropía, pero su uso requiere el conocimiento de la transferencia de calor y de la variación de la temperatura en la frontera, lo cual suele no disponerse. Otra cantidad de interés para el análisis de la segunda ley es la generación de entropía asociada con el *proceso*, que se determina al considerar el sistema y sus alrededores junto a un sistema aislado. En ese caso una relación para la relación del *cambio total de entropía* o la relación de *generación de entropía* para el proceso se determina de la manera siguiente:

Considere un volumen de control que intercambia calor con varios depósitos térmicos a temperatura T_R a relaciones de $\dot{Q}_R$. Con el fin de contener todas las irreversibilidades asociadas con la transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura finita dentro de las fronteras del volumen de control, asuma que la temperatura de la frontera del volumen de control donde se lleva a cabo la transferencia de calor con un depósito térmico será igual a la temperatura del depósito en todas esas localidades. Si se considera que no habrá generación de entropía fuera de la frontera del volumen de control, $\dot{S}_{\text{gen, VC}}$. En este caso puede sustituirse por $\dot{S}_{\text{gen}}$ que es la relación de generación de entropía *total* para el *proceso*. Además, la transferencia de entropía que acompaña a la transferencia de calor en este caso será igual en magnitud (pero opuesta en signo) al

cambio de entropía de los alrededores, que puede expresarse en la forma de relación como (de la ecuación 6-6)

$$\frac{dS_{alr}}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \qquad \text{(kW/K)}$$

donde los signos de $\dot{Q}_R$ se van a determinar en relación con los depósitos. Si se remplaza el término de la transferencia de entropía en la ecuación 6-14 por el término negativo de la expresión anterior y resuelve para $\dot{S}_{gen}$ obtiene

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e + \frac{dS_{VC}}{dt} + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \qquad \text{(kW/K)} \qquad (6\text{-}15)$$

Cuando el volumen de control intercambia calor sólo con sus alrededores a temperatura T_{alr} a una relación de $\dot{Q}_{alr}$, la relación de cambio de entropía de los alrededores se convierte en $d\dot{S}_{alr}/dt = \dot{Q}_{alr}/\dot{T}_{alr}$.

La ecuación 6-15 es una expresión para el *principio del incremento de entropía* en volúmenes de control y es una expresión general para la relación de *generación de entropía total* asociada con un volumen de control sometido a un proceso. En un **proceso de flujo permanente** se reduce a

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \geq 0 \qquad (6\text{-}16)$$

puesto que el contenido de entropía de un sistema de flujo permanente no cambia con el tiempo, $dS_{VC}/dt = 0$. En un sistema de este tipo y de una sola corriente que intercambia calor sólo con sus alrededores se reduce a

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_s - s_e) + \frac{\dot{Q}_{alr}}{T_{alr}} \geq 0 \qquad \text{(kW/K)} \qquad (6\text{-}17)$$

También puede expresarse con base en una masa unitaria como

$$s_{gen} = (s_s - s_e) + \frac{\dot{q}_{alr}}{T_{alr}} \geq 0 \qquad \text{[kJ/(kg · K)]} \qquad (6\text{-}18)$$

De modo que la entropía de un fluido aumentará cuando éste fluya por un dispositivo de flujo permanente adiabático ($q_{alr} = 0$) como consecuencia de las irreversibilidades (figura 6-18).

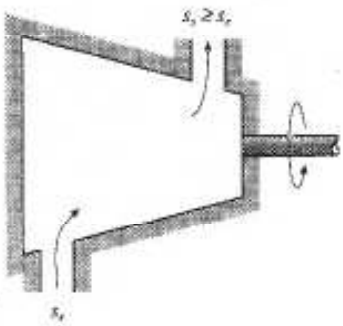


FIGURA 6-18
La entropía de una sustancia aumenta siempre (o permanece constante en el caso de un proceso reversible) conforme fluye a través de un dispositivo de flujo permanente, adiabático y de una sola corriente.

La expresión para la generación total de entropía en un **proceso de flujo uniforme** se obtiene al integrar la ecuación 6-15 a un intervalo de tiempo Δt. Lo cual produce

$$S_{gen} = \sum m_s s_s - \sum m_e s_e + (S_2 - S_1)_{VC} + \sum \frac{Q_R}{T_R} \qquad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}19)$$

donde los subíndices son 1 = estado inicial, 2 = estado final, e = estado en la entrada y s = estado en la salida. Observe que la apariencia general de la relación de la segunda ley es muy similar a las relaciones correspondientes de la primera ley con la entropía sustituyendo a la entalpía o a la energía interna.

En la naturaleza las cosas tienden a cambiar hasta que alcanzan un estado de equilibrio. El principio del incremento de entropía indica que la entropía de un sistema aislado aumentará hasta que ésta alcance un valor máximo. En ese pun-

to se dice que el sistema ha alcanzado un estado de equilibrio, ya que el principio del incremento de la entropía prohíbe al sistema someterse a cualquier cambio de estado que resulte en una disminución de la entropía.

6-4 ■ CAUSAS DEL CAMBIO DE ENTROPÍA

De los análisis anteriores se deduce que hay tres mecanismos que provocan el cambio de la entropía de un sistema: transferencia de calor, flujo de masa e irreversibilidades.

La *transferencia de calor* a un sistema aumenta su entropía y la transferencia de calor desde un sistema la disminuye (figura 6-19). De hecho la pérdida de calor es la única manera en que puede disminuir la entropía de un sistema cerrado. La proporción entre la transferencia de calor Q en un punto y la temperatura absoluta T en ese punto se llama *flujo de entropía* o *transferencia de entropía*. La cantidad Q/T representa la transferencia de entropía acompañada por la transferencia de calor. Cuando dos sistemas están en contacto, la transferencia de entropía desde el sistema más caliente es igual a la transferencia de entropía hacia el más frío en el punto de contacto. Es decir, ninguna entropía se crea o se destruye en la frontera, puesto que la frontera no tiene espesor ni ocupa volumen.

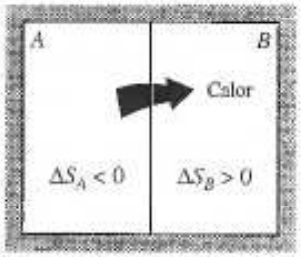


FIGURA 6-19
La transferencia de calor hacia un sistema aumenta su entropía, y desde el sistema la disminuye.

La *masa* contiene entropía así como energía, y el *flujo de masa* es un mecanismo para transportar tanto la energía como la entropía hacia dentro o hacia fuera de un volumen de control. La transferencia de entropía vía el flujo de masa recibe el nombre de *transporte de entropía*. Los sistemas cerrados no incluyen ningún flujo de masa ni, en consecuencia, transporte de entropía. Los términos del transporte de entropía aparecen explícitos en las relaciones de balance de ésta con los volúmenes de control.

Irreversibilidades como la fricción, la expansión o compresión rápidas, y la transferencia de calor por una diferencia de temperatura finita provocan siempre que aumente la entropía. De modo que la entropía de un sistema cerrado no puede disminuir durante un proceso adiabático (figura 6-20). La entropía generada durante un proceso se debe a irreversibilidades, y $S_{gen} = 0$ en un proceso reversible.

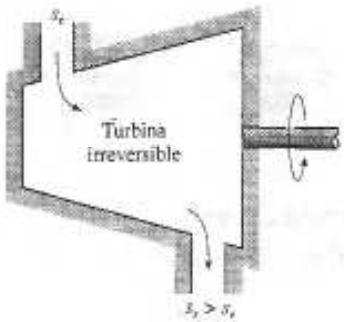


FIGURA 6-20
Las irreversibilidades siempre ocasionan que aumente la entropía.

Si un proceso no incluye transferencia de calor (*adiabático*) ni irreversibilidades dentro del sistema (*internamente reversible*), la entropía de una masa fija debe permanecer constante durante ese proceso. Un proceso con tales características recibe el nombre de **proceso adiabático internamente reversible** o **isentrópico**. Un proceso isentrópico también es una abstracción, al igual que los procesos de cuasiequilibrio estudiados en los primeros capítulos, y sirve como un modelo para los procesos reales.

Algunas observaciones sobre la entropía

A la luz de los análisis precedentes se derivan las siguientes conclusiones:

1 Los procesos sólo suceden en una *cierta* dirección, no en *cualquier* dirección. Un proceso debe seguir su curso en la dirección que cumpla con el principio del incremento de entropía, es decir, $\Delta S_{total} \geq 0$. Un proceso que viola este principio es imposible. Este principio obliga a que las reacciones químicas se interrumpan antes de alcanzar su terminación, como se mostrará en el capítulo 15.

2 La entropía es una *propiedad que no se conserva* y *no* hay un postulado como el *principio de la conservación de la entropía*. La entropía sólo se conserva durante el proceso reversible idealizado y aumenta durante *todos* los procesos reales. En consecuencia, la entropía del universo crece continuamente.

3 El rendimiento de los sistemas de ingeniería se degrada por la presencia de irreversibilidades y la *generación de entropía* es una medida de las magnitudes de las irreversibilidades presentes durante ese proceso. Cuanto mayor es el grado de las irreversibilidades, tanto mayor resulta la generación de entropía. Por consiguiente, la entropía puede usarse como una medida cuantitativa de irreversibilidades asociadas con un proceso. También se emplea para establecer criterios de rendimiento en dispositivos de ingeniería. Este punto se ilustra más en el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 6-5

Una fuente de energía térmica a 800 K pierde 2 000 kJ de calor en un sumidero a *a*) 500 K y *b*) 750 K. Determine qué proceso de transferencia de calor es más irreversible.

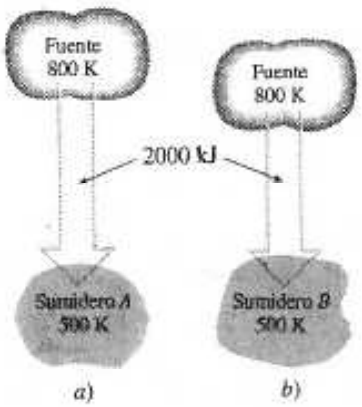


FIGURA 6-21
Dibujo esquemático para el ejemplo 6-5.

Solución En la figura 6-21 se presenta un esquema de los depósitos. Ambos casos implican transferencia de calor por una diferencia de temperatura finita y, en consecuencia, ambos son irreversibles. La magnitud de la irreversibilidad asociada con cada proceso se determina al calcular el cambio de entropía total en cada caso. Dicho cambio para un proceso de transferencia de calor que incluye dos depósitos (una fuente y un sumidero) es la suma de los cambios de entropía de cada depósito debido a que los dos depósitos forman un sistema adiabático.

O, ¿es ése el caso? El enunciado del problema da la impresión de que los dos depósitos están en contacto directo durante el proceso de transferencia de calor. Pero no puede ser así, puesto que la temperatura en un punto tiene sólo un valor, por lo que no puede ser de 800 K en un lado del punto de contacto y de 500 K en el otro lado. En otras palabras, la función de temperatura no puede tener una discontinuidad de salto. Por tanto, es razonable suponer que los dos depósitos están separados por una partición donde la temperatura desciende de 800 K en un lado a 500 K (o 750 K) en el otro. De ese modo, el cambio de entropía en la partición también debe considerarse cuando se evalúa el cambio total de entropía en este proceso. Sin embargo, si se considera que la entropía es una propiedad y que los valores de las propiedades dependen del estado de un sistema, entonces se puede argumentar que el cambio de entropía en la partición es cero debido a que ésta parece estar sometida a un proceso *permanente* y, por ello, no experimenta cambio en sus propiedades en ningún punto. La base de este argumento es que la temperatura en ambos lados de la partición y, en consecuencia, en todos lados permanece constante durante este proceso. Por ello se justifica suponer que $\Delta S_{\text{partición}} \cong 0$ pues el contenido de entropía (así como de energía) de la partición permanece esencialmente constante durante este proceso.

El cambio de entropía para cada depósito se determina por la ecuación 6-6 en vista de que cada uno se somete a un proceso isotérmico internamente reversible.

a) Para el proceso de interferencia de calor en un sumidero a 500 K.

$$\Delta S_{\text{fuente}} = \frac{Q_{\text{fuente}}}{T_{\text{fuente}}} = \frac{-2\,000\ \text{kJ}}{800\ \text{K}} = -2.5\ \text{kJ/K}$$

$$\Delta S_{\text{sumidero}} = \frac{Q_{\text{sumidero}}}{T_{\text{sumidero}}} = \frac{+2\,000\ \text{kJ}}{500\ \text{K}} = +4.0\ \text{kJ/K}$$

y $$\Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{fuente}} + \Delta S_{\text{sumidero}} = (-2.5 + 4.0)\ \text{kJ/K} = \mathbf{+1.5\ kJ/K}$$

Por tanto, se generan 1.5 kJ/K de entropía durante este proceso. Al observar que ambos depósitos se han sometido a procesos internamente reversibles, la generación de entropía completa ocurre en la partición.

b) Si se repiten los cálculos de la parte *a)* para una temperatura de sumidero de 750 K, se obtiene

$$\Delta S_{\text{fuente}} = -2.5\ \text{kJ/K}$$
$$\Delta S_{\text{sumidero}} = +2.7\ \text{kJ/K}$$
y $$\Delta S_{\text{total}} = (-2.5 + 2.7)\ \text{kJ/K} = \mathbf{+0.2\ kJ/K}$$

El cambio total de entropía para el proceso en la parte *b)* es más pequeño y por esa razón es menos irreversible. Esto se esperaba debido a que el proceso en *b)* implica una diferencia de temperatura más pequeña y consecuentemente una irreversibilidad más pequeña.

Las irreversibilidades asociadas con ambos procesos podrían eliminarse si se opera una máquina térmica de Carnot entre la fuente y el sumidero. Para este caso puede demostrarse fácilmente que $\Delta S_{\text{total}} = 0$.

6-5 ■ ¿QUÉ ES LA ENTROPÍA?

Por el análisis anterior se deduce que la entropía es una propiedad útil y se emplea como una valiosa herramienta en el análisis de la segunda ley en los dispositivos de ingeniería. Pero esto no significa un buen conocimiento y comprensión de la entropía. Cuál es la razón. De hecho, no es posible dar una respuesta adecuada a la pregunta ¿qué es la entropía? No obstante, no ser capaces de describir completamente la entropía, no tiene que ver nada con su utilidad. En el capítulo 1, tampoco se podría haber definido la *energía*, pero eso no hubiera interferido el entendimiento de las transformaciones de energía y de su principio de conservación. Debe admitirse que la entropía no es una palabra común como la energía. Pero con su uso continuo, el entendimiento de la entropía será más profundo y la apreciación respecto a ella crecerá. La exposición que sigue arroja un poco de luz en torno al significado físico de la entropía al considerar la naturaleza microscópica de la materia.

La entropía es una medida del *desorden molecular* o *aleatoriedad molecular*. Conforme un sistema se vuelve más desordenado, las posiciones de las moléculas son menos predecibles y aumenta la entropía. Por ello no sorprende que la entropía de una sustancia sea más baja en la fase sólida y más alta en la fase gaseosa (figura 6-22). En la fase sólida las moléculas de una sustancia oscilan continuamente en torno a sus posiciones de equilibrio, pero no pueden moverse unas respecto de otras y su posición en cualquier instante puede predecirse con buena certidumbre. Sin embargo, en la fase gaseosa las moléculas se mueven al azar, chocan entre ellas y cambian de dirección, lo que hace en extremo difícil predecir con precisión el estado microscópico de un sistema en cualquier instante. Asociado con este caos molecular hay un elevado valor de entropía.

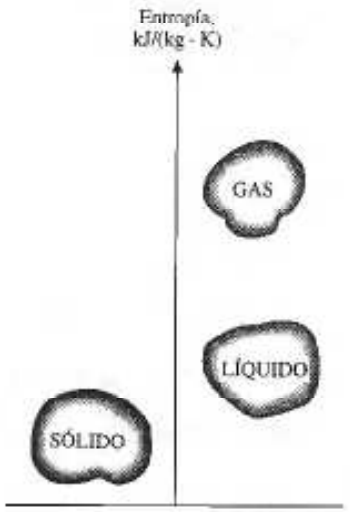


FIGURA 6-22
El nivel de desorden molecular (entropía) de una sustancia aumenta cuando se funde o evapora.



FIGURA 6-23
La energía desorganizada no genera un efecto útil, no importa lo grande que sea.

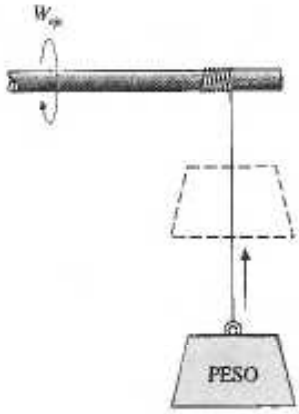


FIGURA 6-24
En ausencia de fricción, la elevación de un peso por medio de un eje rotatorio no crea ningún desorden (entropía), y por ello la energía no se degrada durante este proceso.

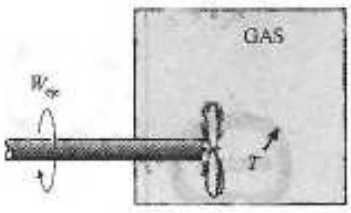


FIGURA 6-25
El trabajo de la hélice efectuado en un gas aumenta el grado de desorden (entropía) del gas, y por ello la energía se degrada durante el proceso.

Desde un punto de vista microscópico de la mecánica estadística, un sistema aislado que parece estar en equilibrio puede mostrar un alto nivel de actividad debido al continuo movimiento de las moléculas. A cada estado de equilibrio macroscópico corresponde un gran número de posibles estados microscópicos o configuraciones moleculares. La entropía de un sistema se relaciona con el número total de estados microscópicos posibles de ese sistema, lo que se denomina *probabilidad termodinámica p*, mediante la **relación de Boltzmann** expresada como

$$S = k \ln p$$

donde $k = 1.3806 \times 10^{-23}$ kJ/(kmol · K) es la constante de Boltzmann. En consecuencia, desde un punto de vista microscópico, la entropía de un sistema aumenta siempre que la aleatoriedad o incertidumbre molecular (es decir, la probabilidad molecular) de un sistema aumenta. Así, la entropía es una medida del desorden molecular, y el desorden molecular de un sistema aislado aumenta siempre que se somete a un proceso.

En la fase gaseosa las moléculas poseen una cantidad considerable de energía cinética. Pero no importa qué tan grandes sean sus energías cinéticas, las moléculas del gas no harán girar una hélice insertada dentro del recipiente ni producirán trabajo. Esto se debe a que las moléculas de gas, y la energía que transportan con ellas, están desorganizadas. Es probable que el número de moléculas que traten de hacer girar la hélice en una dirección en cualquier instante sea igual al número de moléculas que traten de hacerla girar en la dirección opuesta, lo que provoca una hélice inmóvil. Por consiguiente, no es posible extraer ningún trabajo útil directamente de energía desorganizada (figura 6-23).

Ahora considere el eje rotatorio que se muestra en la figura 6-24. Esta vez la energía de las moléculas está completamente organizada ya que las moléculas del eje rotan juntas en la misma dirección. Esta energía organizada puede emplearse fácilmente para efectuar tareas útiles como elevar un peso o generar electricidad. Al ser una forma de energía organizada, el trabajo está libre de desorden o de aleatoriedad y, por tanto, carece de entropía. *No hay transferencia de entropía asociada con la transferencia de energía como trabajo*. Por consiguiente, en la ausencia de cualquier fricción, el proceso de levantar un peso mediante un eje rotatorio (o una rueda volante) no producirá ninguna entropía. Cualquier proceso que no produzca una entropía neta es reversible, por ello el proceso recién descrito puede invertirse bajando el peso. De ese modo la energía no se degrada durante este proceso y no se pierde ningún potencial para realizar trabajo.

En lugar de levantar un peso, la hélice operará en un recipiente lleno con un gas, como muestra la figura 6-25. En este caso el trabajo de la hélice se convertirá en la energía interna del gas, como lo evidencia un aumento en la temperatura del mismo, y creará un nivel más alto de caos y desorden molecular en el recipiente. Este proceso bastante difiere de levantar un peso, debido a que ahora la energía organizada de la hélice se convierte en una forma de energía altamente desorganizada, la cual no puede convertirse de nuevo en la hélice como energía cinética rotacional. Sólo una parte de esta energía puede convertirse en trabajo, reorganizándola parcialmente mediante el uso de una máquina térmica. En consecuencia, la energía se degrada durante este proceso, se reduce la habilidad

para efectuar trabajo, se produce el desorden molecular y, asociado con todo esto, hay un incremento en la entropía.

La *cantidad* de energía siempre se preserva durante un proceso real (la primera ley), pero la *calidad* está condenada a disminuir (la segunda ley). Esta reducción en la calidad siempre está acompañada por un aumento en la entropía. Considere el siguiente ejemplo: la transferencia de 10 kJ de energía como calor de un medio caliente a uno frío. Al final del proceso, continuarán los 10 kJ de energía, aunque a una temperatura más baja y por ello a una calidad inferior.

En esencia, el calor es una forma de energía desorganizada, y un poco de desorganización (entropía) fluirá con el calor (figura 6-26). Como resultado, la entropía y el nivel de desorden molecular o aleatoriedad del cuerpo caliente dismininuirá mientras aumenta la entropía y el desorden molecular del cuerpo frío. La segunda ley requiere que el aumento en la entropía del cuerpo frío sea mayor que la reducción de la entropía del cuerpo caliente, y debido a ello la entropía neta del sistema combinado (el cuerpo frío y el cuerpo caliente) aumenta. Es decir, el sistema combinado se encuentra en un estado de mayor desorden en el estado final. De modo que es posible concluir que los procesos suceden sólo en la dirección del aumento de la entropía total o del desorden molecular. Por tanto, todo el universo se está volviendo más y más caótico cada día. Esto es de gran interés no sólo para los ingenieros, sino para los filósofos.

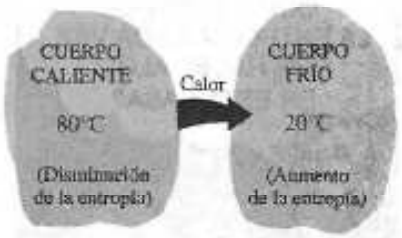


FIGURA 6-26
Durante un proceso de transferencia de calor, el desorden (entropía) neto aumenta. (El aumento en el desorden del cuerpo frío compensa más la disminución en el desorden del cuerpo caliente.)

Desde un punto de vista estadístico, la entropía es una medida de la aleatoriedad molecular, de la incertidumbre en torno a las posiciones de las moléculas en cualquier instante. Incluso en la fase sólida las moléculas de algunas sustancias oscilan continuamente, por lo que crean una incertidumbre respecto de su posición. Sin embargo estas oscilaciones aminoran cuando disminuye la temperatura y las moléculas se inmovilizan completamente en el cero absoluto. Esto representa un estado de orden molecular máximo (y mínima energía). Por consiguiente, *la entropía de una sustancia cristalina pura a la temperatura del cero absoluto es cero* puesto que no hay incertidumbre en torno al estado de las moléculas en ese instante (figura 6-27). Este enunciado se conoce como la **tercera ley de la termodinámica**. La tercera ley de la termodinámica brinda un punto de referencia absoluto para la determinación de la entropía. Cuando ésta se determina en relación con dicho punto recibe el nombre de **entropía absoluta** y es sumamente útil en el análisis termodinámico de reacciones químicas. Advierta que la entropía de una sustancia que no es cristalina pura (como una solución líquida) no es cero a la temperatura del cero absoluto. Lo cual se debe a que existe más de una configuración molecular en esas sustancias, que introduce cierta incertidumbre respecto del estado microscópico de la sustancia.

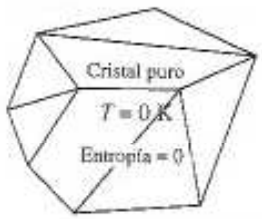


FIGURA 6-27
Una sustancia pura a la temperatura del cero absoluto está en perfecto orden, y su entropía es cero (la tercera ley de la termodinámica).

El concepto de entropía como una medida de energía desorganizada también se aplica en otras áreas. Por ejemplo, las moléculas de hierro crean un campo magnético en torno de ellas. En el hierro ordinario las moléculas están alineadas de modo aleatorio y entre sí cancelan los efectos magnéticos. Sin embargo, cuando el hierro se trata y las moléculas se realinean, esa pieza de hierro vuelve a ser una pieza de imán, y crea un intenso campo magnético alrededor de ella.



FIGURA 6-28
El empleo de la entropía (desorganización, incertidumbre) no está limitado a la termodinámica.

La entropía y la generación de entropía en la vida diaria

La entropía se considera como una medida del desorden o desorganización en un sistema. Del mismo modo, la generación de entropía es una medida del desorden o desorganización generados dentro de un proceso. El concepto de la entropía no se emplea en la vida cotidiana tan ampliamente como el concepto de la energía, aunque la entropía se aplica con facilidad a diversos aspectos de la vida diaria. La extensión del concepto de entropía a campos no técnicos no es una idea nueva, ha sido tema de varios artículos e incluso de algunos libros. A continuación se presentan varios acontecimientos ordinarios y se muestra su relevancia en relación con el concepto de la entropía y de la generación de la misma.

La gente eficiente lleva vidas de baja entropía (altamente organizada). Ellos tienen un lugar para todo (incertidumbre mínima) y requieren energía mínima para encontrar algo. En cambio, la gente ineficiente son desorganizadas y llevan vidas de alta entropía. Les toma minutos (si no es que horas) encontrar algo que necesitan, y es probable que creen un gran desorden cuando las buscan puesto que lo más probable es que conduzcan la investigación de una manera desorganizada (figura 6-28). La gente que lleva estilos de vida de alta entropía siempre está corriendo pero nunca llega a ningún lado.

Es probable que el lector observe (con frustración) que ciertas personas parecen aprender más rápido y recordar lo que aprendieron bien. Es posible llamarlo aprendizaje organizado o de baja entropía. Estas personas hacen un esfuerzo consciente para archivar la nueva información de manera apropiada y la relacionan con su base de conocimiento existente y crean una sólida red de información en sus mentes. Por otro lado, la gente que conforme al estudio arroja información dentro de sus mentes, sin ningún esfuerzo para asegurarla, puede pensar que está aprendiendo. Ellos están condenados a descubrir otra cosa cuando necesiten localizar la información, por ejemplo, durante una prueba. No es sencillo recuperar información de una base de datos que está, en cierto sentido, en la fase gaseosa. Los estudiantes que tienen lagunas durante las pruebas deben reexaminar sus hábitos de estudio.

Una librería con un buen sistema de clasificación y catalogación se considera como una librería de baja entropía debido al alto nivel de organización. Del mismo modo, una librería con un sistema pobre de clasificación y catalogación es una librería de alta entropía debido al elevado grado de desorganización. Una librería que no tenga sistema de catalogación no es una librería, puesto que un libro no es valioso si no puede encontrarse.

Considere dos edificios idénticos, cada uno contiene copias idénticas de un millón de libros. En el primer edificio los libros se apilan uno encima del otro, mientras que en el segundo edificio están *altamente organizados, clasificados y catalogados* para fácil referencia. Es probable que no haya duda de a cuál edificio entrará un estudiante para consultar cierto libro. Sin embargo, alguien podría argumentar que desde el punto de vista de la primera ley estos dos edificios son equivalentes ya que la masa y el contenido de energía de los dos son idénticos, a pesar del alto nivel de desorganización (entropía) en el primer edificio. Este ejemplo muestra que cualquier comparación realista debe incluir el punto de vista de la segunda ley.

Dos libros de texto que parecen ser idénticos debido a que ambos cubren básicamente los mismos temas y presentan la misma información en realidad pue-

den ser *muy* diferentes, depende de *cómo* abordan los temas. Después de todo, dos automóviles que parecen idénticos no lo son si uno recorre la mitad de millas que el otro con la misma cantidad de combustible. De igual manera, dos libros aparentemente idénticos no lo son tanto si requiere el doble de tiempo aprender un tema con uno de ellos que con el otro. De ese modo las comparaciones que se hacen con base en la primera ley es posible que estén sumamente equivocadas.

Tener un ejército desorganizado (alta entropía) es lo mismo que no tener nada. No es una coincidencia que los centros de comando de cualesquiera fuerzas armadas se encuentran entre los blancos fundamentales durante una guerra. Un ejército compuesto por diez divisiones es diez veces más poderoso que diez armadas consistentes cada una de una sola división. De igual manera, un país que se compone de diez estados es más poderoso que diez países, cada uno integrado de un solo estado. Estados Unidos no sería un país tan poderoso si hubiera cincuenta países en su lugar en vez de un solo país con cincuenta estados. El nuevo mercado común europeo tiene el potencial como para ser la nueva superpotencia económica. El viejo cliché "divide y vencerás" puede ser parafraseado como "aumenta la entropía y vencerás".

Se sabe que a la fricción mecánica siempre la acompaña la generación de entropía, y que así se reduce el rendimiento. Es posible generalizar esto para la vida cotidiana: la fricción con los compañeros en el lugar de trabajo está condenada a generar entropía y, en consecuencia, a afectar adversamente el rendimiento. El resultado será una reducción en la productividad. Hay esperanzas de que algún día se establezcan algunos procedimientos para cuantificar la entropía generada durante actividades no técnicas y tal vez, incluso, para señalar sus fuentes primarias y magnitud.

También se sabe que la expansión libre (o explosión) y el intercambio de electrones incontrolado (reacciones químicas) generan entropía y son altamente irreversibles. De igual manera, abrir la boca sin ninguna restricción para soltar palabras de enojo es altamente irreversible cuando esto genera entropía, y puede provocar un daño considerable. Una persona que se enoja con facilidad está condenada a perder.

6-6 ■ DIAGRAMAS DE PROPIEDADES QUE INCLUYEN A LA ENTROPÍA

Los diagramas de propiedades proporcionan una gran ayuda visual para el análisis termodinámico de procesos. Los diagramas *P-v* y *T-v* se han usado ampliamente en los capítulos anteriores junto a la primera ley de la termodinámica. En el análisis de la segunda ley, es muy útil graficar los procesos en diagramas para los cuales una de las coordenadas es la entropía. Los dos diagramas que más se usan en el análisis de la segunda ley son los de *temperatura-entropía* y de *entalpía-entropía*.

1 El diagrama *T-s*

Considere la ecuación que define a la entropía (ecuación 6-4). Ésta puede expresarse como

$$\delta Q_{\text{int rev}} = T\,dS \qquad \text{(kJ)} \tag{6-20}$$

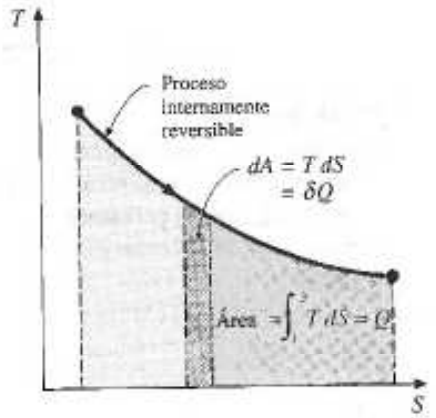


FIGURA 6-29
Sobre un diagrama *T-S*, el área bajo la curva del proceso representa la transferencia de calor en un proceso internamente reversible.

Como se indica en la figura 6-29, δQ_{rev} corresponde a un área diferencial sobre un diagrama *T-S*. La transferencia de calor total durante un proceso internamente reversible se determina mediante integración como

$$Q_{\text{int rev}} = \int_1^2 T\,dS \qquad \text{(kJ)} \tag{6-21}$$

lo que corresponde al área bajo la curva del proceso sobre un diagrama *T-S*. Por consiguiente, *el área bajo la curva del proceso sobre un diagrama T-S representa la transferencia de calor internamente reversible*. Lo cual es algo similar al trabajo reversible de la frontera que se representa mediante el área bajo la curva del proceso sobre un diagrama *P-V*. Advierta que el área bajo la curva del proceso representa la transferencia de calor en procesos que son interna (o totalmente) reversibles. No tiene significado en procesos irreversibles.

Las ecuaciones 6-20 y 6-21 pueden expresarse con una masa unitaria,

$$\delta q_{\text{int rev}} = T\,ds \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{6-22a}$$

y

$$q_{\text{int rev}} = \int_1^2 T\,ds \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{6-22b}$$

Para efectuar las integraciones en las ecuaciones 6-21 y 6-22*b*, es necesario conocer la relación entre *T* y *s* durante un proceso. Un caso especial para el cual estas integraciones pueden efectuarse fácilmente es el *proceso isotérmico internamente reversible*. El cual produce

$$Q_{\text{int rev}} = T_0\,\Delta S \qquad \text{(kJ)}$$
$$q_{\text{int rev}} = T_0\,\Delta s \qquad \text{(kJ/kg)}$$

donde T_0 es la temperatura constante y ΔS es el cambio de la entropía del sistema durante el proceso.

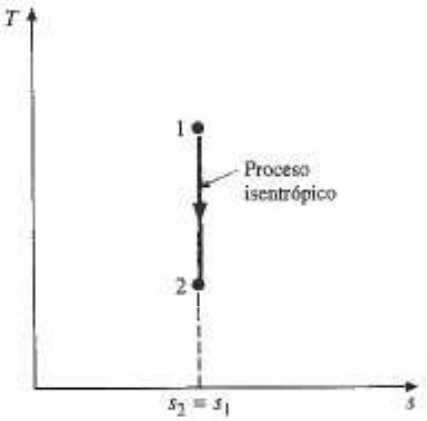


FIGURA 6-30
Durante un proceso internamente reversible y adiabático (isentrópico), la entropía de un sistema permanece constante.

En las relaciones anteriores, *T* es la temperatura absoluta, la cual siempre es positiva. Por tanto, la transferencia de calor durante un proceso internamente reversible es positiva cuando aumenta la entropía y negativa cuando ésta decrece. Un proceso isentrópico sobre un diagrama *T-s* se reconoce fácilmente como un segmento de línea vertical, puesto que un proceso isentrópico no implica transferencia de calor y, por ello, el área bajo la trayectoria del proceso debe ser cero (figura 6-30). Los diagramas *T-s* son valiosas herramientas para visualizar los aspectos de la segunda ley de procesos, por ello se emplean con frecuencia en la termodinámica. El diagrama *T-s* del agua se presenta en el apéndice en la figura A-9.

Las características generales de un diagrama *T-s* para las regiones líquida y de vapor de una sustancia pura se muestran en la figura 6-31. Las siguientes observaciones pueden hacerse a partir de esta figura:

1 En cualquier punto en una región de una sola fase las líneas de volumen constante son más inclinadas que las de presión constante.

2 En la región de mezcla saturada líquido-vapor, las líneas de presión constante son paralelas a las líneas de temperatura constante.

3 En la región de líquido comprimido, las líneas de presión constante casi coinciden con la línea de líquido saturado.

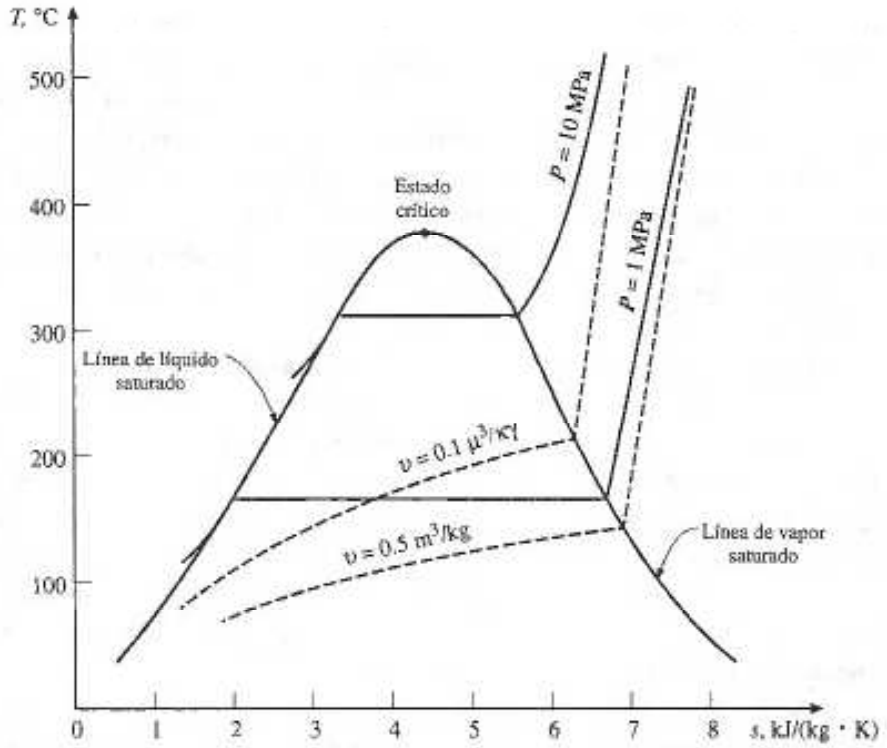


FIGURA 6-31
Diagrama *T-s* para el agua.

Se recomienda al estudiante recordar la apariencia general de las líneas de propiedad constante sobre un diagrama *T-s*, debido a que este diagrama se usa ampliamente en los capítulos que siguen.

EJEMPLO 6-6

Muestre el ciclo de Carnot sobre un diagrama *T-S* e indique las áreas que representan el calor añadido Q_H, el calor desechado Q_L y la salida de trabajo neta $W_{neto,\,sal}$ en ese diagrama.

Solución El lector recordará que en el capítulo 5 se apuntó que el ciclo de Carnot está conformado por dos procesos isotérmicos reversibles (T = constante) y dos procesos isentrópicos (s = constante). Estos cuatro procesos forman un rectángulo sobre un diagrama *T-S*, como muestra la figura 6-32.

Sobre un diagrama *T-S* el área bajo la curva del proceso representa la transferencia de calor para ese proceso. Así, el área *A*12*B* representa Q_H, el área *A*43*B* representa Q_L, y la diferencia entre estas dos (el área sombreada) representa el trabajo neto puesto que

$$W_{neto} = Q_H - Q_L$$

En consecuencia, el área cerrada por la trayectoria de un ciclo (área 1234) en un diagrama *T-S* representa el trabajo neto. Recuerde que en el capítulo 3 se estableció que el área encerrada por el ciclo representa también el trabajo neto sobre un diagrama *P-v*.

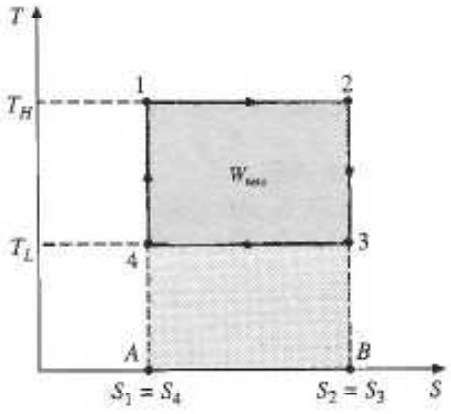


FIGURA 6-32
El diagrama *T-S* de un ciclo de Carnot (ejemplo 6-6).

2 El diagrama *h-s*

Otro diagrama de empleo común en ingeniería es el de entalpía-entropía, el cual es bastante valioso en el análisis de dispositivos de flujo permanente como las

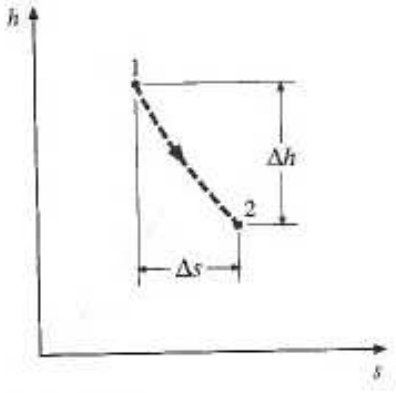


FIGURA 6-33
En dispositivos de flujo permanente adiabático, la distancia vertical Δh en un diagrama h-s es una medida del trabajo, y la distancia horizontal Δs es una medida de las irreversibilidades.

turbinas, los compresores y las toberas. Las coordenadas de un diagrama h-s representan dos propiedades de principal interés: la entalpía, que es una propiedad primaria en el análisis de la primera ley de los dispositivos de flujo permanente, y la entropía, que es la propiedad que explica las irreversibilidades durante un proceso adiabático. Por ejemplo, si se analiza el flujo permanente de vapor por una turbina adiabática, entonces la distancia vertical entre los estados en la entrada y en la salida (Δh) es una medida de la salida de trabajo de la turbina, y la distancia horizontal (Δs) es una medida de las irreversibilidades asociadas con el proceso (figura 6-33).

El diagrama h-s se llama también **diagrama Mollier**, en honor al científico alemán R. Mollier (1863-1935). En la figura A-10 del apéndice se proporciona un diagrama h-s para el vapor. Los rasgos generales de un diagrama h-s se muestran en la figura 6-34. Sobre un diagrama h-s, las líneas de temperatura constante son rectas en la región de mezcla saturada líquido-vapor y se vuelven casi horizontales en la región de vapor sobrecalentado, en particular a bajas presiones. Esto no es sorprendente puesto que el vapor se acerca al comportamiento de gas ideal cuando se aleja de la región de saturación, y en los gases ideales la entalpía es función sólo de la temperatura.

Los diagramas h-s que son lo suficientemente grandes ofrecen mayores ventajas en la determinación de propiedades con razonable exactitud y se emplean en la práctica.

6-7 ■ LAS RELACIONES *T ds*

Al principio de este capítulo se mostró que la cantidad $(\delta Q/T)_{\text{rev int}}$ corresponde a un cambio diferencial en una propiedad, llamada entropía. Por tanto, el cambio de entropía en un proceso se evaluó integrando $\delta Q/T$ a lo largo de alguna

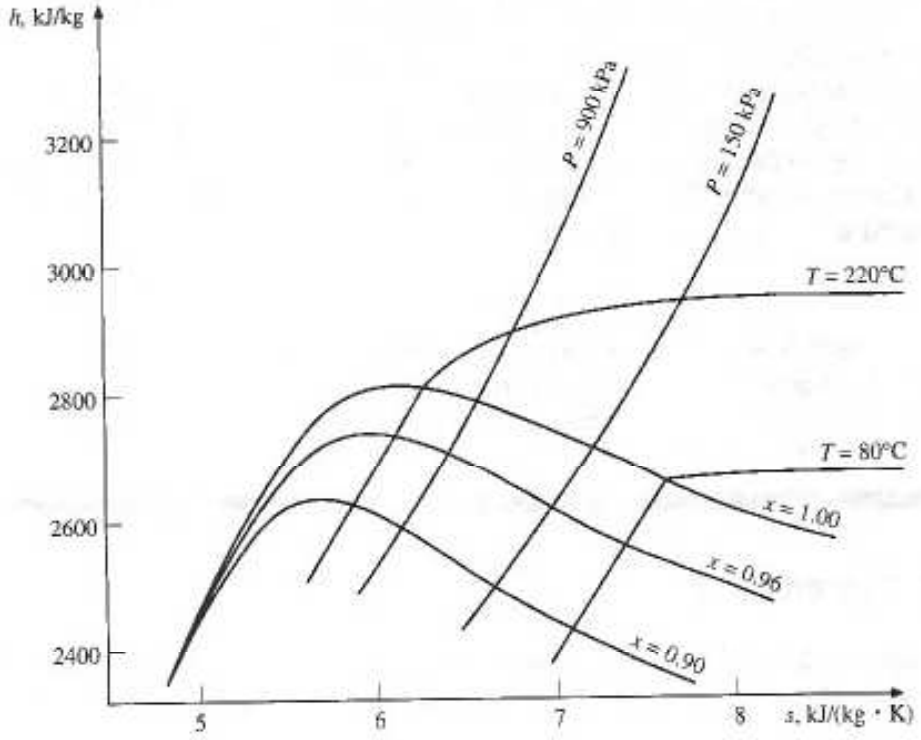


FIGURA 6-34
Diagrama h-s para el agua.

trayectoria internamente reversible e imaginaria entre los estados extremos reales (ecuación 6-5). En procesos internamente reversibles isotérmicos, esta integración es directa. Pero cuando la temperatura varía durante el proceso, se debe tener una relación entre δQ y T para efectuar la integración. La determinación de dichas relaciones es el objeto de esta sección.

La forma diferencial para la ecuación de la conservación de la energía en un sistema estacionario cerrado (una masa fija) que contiene a una sustancia compresible simple (ecuación 3-40) puede expresarse para un proceso internamente reversible como

$$\delta Q_{\text{int rev}} - \delta W_{\text{int rev}} = dU$$

Pero

$$\delta Q_{\text{int rev}} = T\,dS \qquad \text{(Eq. 6-20)}$$

$$\delta W_{\text{int rev}} = P\,dV \qquad \text{(Eq. 3-18)}$$

Por tanto,

$$T\,dS = dU + P\,dV$$

o

$$T\,ds = du + P\,dv \tag{6-23}$$

por unidad de masa. Esta ecuación se conoce como la primera *ecuación T ds*, o de *Gibbs*. Advierta que el único tipo de interacción de trabajo que un sistema compresible simple implica cuando se somete a un proceso internamente reversible es el trabajo de la frontera en cuasiequilibrio.

La segunda ecuación $T\,ds$ se obtiene al eliminar du de la ecuación 6-23 y emplear la definición de entalpía ($h = u + Pv$):

$$\left.\begin{array}{ll} h = u + Pv \longrightarrow & dh = du + P\,dv + v\,dP \\ \text{Ec. 6-23} \longrightarrow & T\,ds = du + P\,dv \end{array}\right\} \quad T\,ds = dh - v\,dP \tag{6-24}$$

Las ecuaciones 6-23 y 6-24 son en extremo valiosas puesto que relacionan los cambios de entropía de un sistema con los cambios en otras propiedades. A diferencia de la ecuación 6-4, son relaciones de propiedades y por ello resultan independientes del tipo de procesos.

Las relaciones $T\,ds$ anteriores se desarrollan con un proceso internamente reversible puesto que el cambio de entropía entre dos estados debe evaluarse a lo largo de una trayectoria reversible. Pero los resultados obtenidos son válidos tanto para procesos reversibles como irreversibles, debido a que la entropía es una propiedad y el cambio en una propiedad entre dos estados es independiente del tipo de proceso que sufre el sistema. Las ecuaciones 6-23 y 6-24 son relaciones entre las propiedades de una masa unitaria de un sistema compresible simple cuando éste experimenta un cambio de estado, y son aplicables si el cambio sucede en un sistema cerrado o en uno abierto (figura 6-35).

Para cambios diferenciales se obtienen relaciones explícitas en la entropía al resolver para ds las ecuaciones 6-23 y 6-24:

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P\,dv}{T} \tag{6-25}$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v\,dP}{T} \tag{6-26}$$

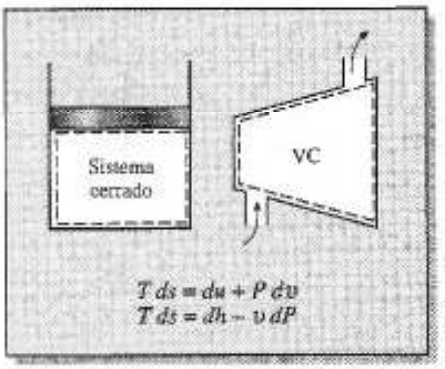


FIGURA 6-35
Las relaciones $T\,ds$ son válidas tanto para procesos reversibles como para irreversibles y para sistemas cerrados y abiertos.

El cambio de entropía durante un proceso se determina con la integración de cualquiera de estas ecuaciones entre los estados inicial y final. Sin embargo, para efectuarlas es necesario conocer la relación entre du o dh y la temperatura (como $du = C_v dT$ y $dh = C_p dT$ para gases ideales) así como la ecuación de estado para la sustancia (como la ecuación de estado de gas ideal $Pv = RT$). En sustancias para las cuales dichas relaciones existen, como es el caso de los gases ideales y las sustancias incompresibles, la integración de la ecuación 6-25 o 6-26 es directa. Esto se hace después en este capítulo. Para otras sustancias se debe confiar en datos tabulados.

Las relaciones $T\,ds$ para sistemas no simples, que implican más de un modo de interacciones de trabajo en cuasiequilibrio, pueden obtenerse de modo similar si se incluyen todos los modos relevantes de trabajo en cuasiequilibrio.

6-8 ■ EL CAMBIO DE ENTROPÍA DE SUSTANCIAS PURAS

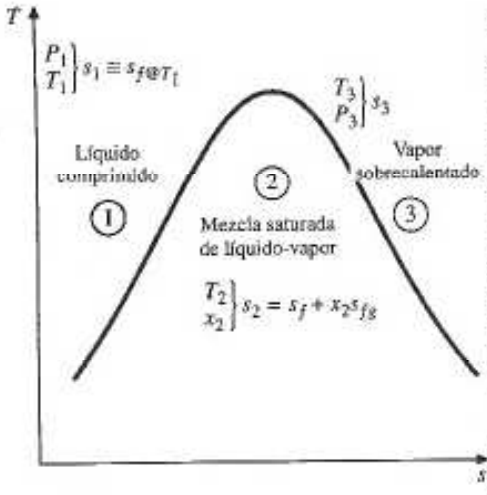


FIGURA 6-36
La entropía de una sustancia pura se determina a partir de tablas, del mismo modo que con cualquier otra propiedad.

Las relaciones $T\,ds$ antes desarrolladas no se limitan a una sustancia particular en una fase particular. Son válidas para todas las sustancias puras en cualquier fase o combinación de fases. No obstante, el buen empleo de estas relaciones depende de la disponibilidad de las relaciones de propiedades entre T y du o dh y el comportamiento P-v-T de la sustancia. Para una sustancia pura, estas relaciones son demasiado complicadas, lo que hace imposible obtener relaciones simples para los cambios de entropía. Por tanto, los valores de s se determinan a partir de datos de propiedades medibles que siguen cálculos bastante complejos y que se tabulan exactamente de la misma manera que las propiedades v, u y h (figura 6-36).

Los valores de entropía en las tablas de propiedades se dan respecto de un estado de referencia arbitrario. En las tablas de vapor a la entropía de líquido saturado s_f a 0.01 °C se le asigna el valor de 0. Para el refrigerante 12, el valor 0 se asigna al líquido saturado a –40°C. Los valores de la entropía se vuelven negativos a temperaturas por debajo del valor de referencia.

El valor de la entropía en un estado específico se determina del mismo modo que cualquier otra propiedad. En las regiones del líquido comprimido y de vapor sobrecalentado, los valores se obtienen directamente de las tablas en el estado especificado. En la región de mezcla saturada, se determina de

$$s = s_f + x s_{fg} \qquad [\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}] \tag{6-27}$$

donde x es la calidad y los valores s_f y s_{fg} se listan en las tablas de saturación. Cuando se carece de datos de líquido comprimido, la entropía del líquido comprimido se calcula por medio de la entropía de líquido saturado a la temperatura dada:

$$s_{@\,P,T} \cong s_{f\,@\,T} \tag{6-28}$$

El cambio de entropía de una sustancia pura durante un proceso es simplemente la diferencia entre los valores de entropía en los estados final e inicial:

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) \quad \text{(kJ/K)} \tag{6-29}$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 \quad \text{[kJ/(kg · K)]} \tag{6-30}$$

La ecuación 6-30 se aplica a un sistema cerrado así como a una masa unitaria que pasa por un volumen de control.

EJEMPLO 6-7

Al inicio un tanque rígido contiene 5 kg de refrigerante 12 a 20°C y 140 kPa. Después el refrigerante se enfría mientras se agita hasta que su presión disminuye a 100 kPa. Determine el cambio de entropía del refrigerante durante ese proceso.

Solución Un dibujo esquemático del sistema y el diagrama *T-s* para el proceso se proporcionan en la figura 6-37. El cambio en la entropía de una sustancia durante un proceso es sencillamente la diferencia entre los valores de entropía en los estados final e inicial.

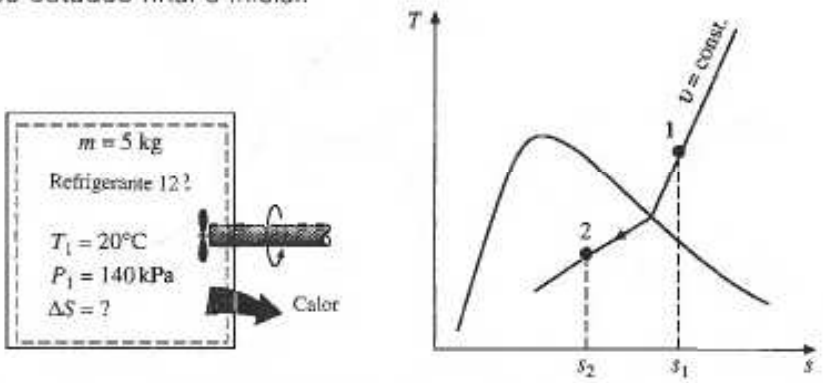


FIGURA 6-37
Dibujo esquemático y diagrama *T-s* para el ejemplo 6-7.

Con el reconocimiento de que el volumen específico permanece constante durante este proceso ($v_2 = v_1$), vea que las entropías del refrigerante en ambos estados son

Estado 1: $P_1 = 140$ kPa, $T_1 = 20°C$ $\Rightarrow$ $s_1 = 0.8035$ kJ/(kg · K), $v_1 = 0.1397$ m³/kg (Tabla A-13)

Estado 2: $P_2 = 100$ kPa, $(v_2 = v_1)$ $\longrightarrow$ $v_f = 0.0006719$ m³/kg, $v_g = 0.1600$ m³/kg (Tabla A-12)

El refrigerante es una mezcla saturada de líquido-vapor en el estado final puesto que $v_f < v_2 < v_g$ a 100 kPa de presión. Por consiguiente, primero se debe determinar la calidad:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.1397 - 0.0007}{0.1600 - 0.0007} = 0.873$$

Por tanto, $s_2 = s_f + x_2 s_{fg} = 0.0368 + (0.873)(0.6803)$ kJ/(kg · K)

$= 0.6307$ kJ/(kg · K)

Entonces el cambio de la entropía del refrigerante durante este proceso se determina por la ecuación 6-29 como

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) = (5\text{ kg})[(0.6307 - 0.8035)\text{ kJ/(kg · K)}]$$

$$= -0.864\text{ kJ/K}$$

El signo negativo indica que la entropía del sistema disminuye durante este proceso. Sin embargo, esto no es una violación de la segunda ley puesto que el *cambio de la entropía total* ($\Delta S_{sis} + \Delta S_{al}$) es el que no puede ser negativo.

EJEMPLO 6-8

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 3 lbm de agua líquida a 20 psia y 70°F. El agua se calienta a una presión constante mediante la adición de 3 450 Btu de calor. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso.

Solución Un dibujo esquemático del sistema y el diagrama *T-s* para el proceso se presentan en la figura 6-38. En el estado inicial el agua existe como un líquido comprimido, pues su presión es mayor que la presión de saturación (0.3632 psia) a 70°F.

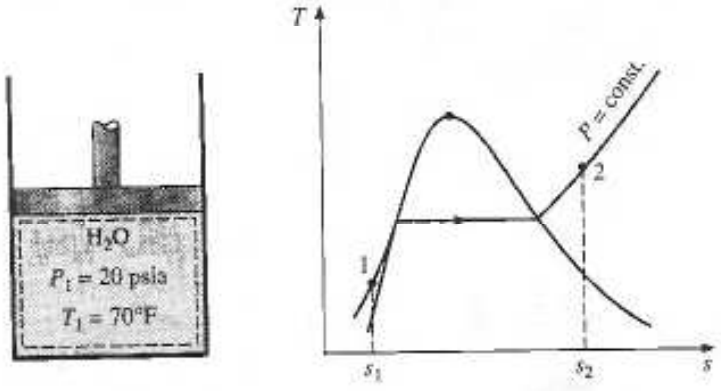


FIGURA 6-38
Dibujo esquemático y diagrama *T-s* para el ejemplo 6-8.

Para calcular el líquido comprimido como un líquido saturado a la temperatura dada, las propiedades en el estado inicial son

$$\text{Estado 1: } \left.\begin{matrix} P_1 = 20\ \text{psia} \\ T_1 = 70°\text{F} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} s_1 \cong s_{f\,@\,70°\text{F}} = 0.07463\ \text{Btu/(lbm} \cdot \text{R)} \\ h_1 \cong h_{f\,@\,70°\text{F}} = 38.09\ \text{Btu/lbm} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-4E)}$$

En el estado final la presión todavía es de 20 psia, pero es necesaria una propiedad más para fijar el estado. Dicha propiedad se determina por la relación de la primera ley (ecuación 3-37) para sistemas cerrados:

$$Q - W_{otro} - W_b = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP$$

El sistema cerrado en consideración es permanente ($\Delta EC = \Delta EP = 0$) e incluye sólo trabajo de la frontera ($W_{otro} = 0$). Además, en un sistema cerrado sometido a un proceso de presión constante, $\Delta U + W_b = \Delta H$. Por tanto,

$$Q = m(h_2 - h_1)$$

$$3450\ \text{Btu} = (3\ \text{lbm})(h_2 - 38.09\ \text{Btu/lbm})$$

$$h_2 = 1188.1\ \text{Btu/lbm}$$

$$\text{Estado 2: } \left.\begin{matrix} P_2 = 20\ \text{psia} \\ h_2 = 1188.1\ \text{Btu/lbm} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} s_2 = 1.7759\ \text{Btu/(lbm} \cdot \text{R)} \\ \text{(Tabla A-6E, interpolación)} \end{matrix}$$

En estas condiciones el cambio de entropía del agua durante este proceso se determina por la ecuación 6-29 como

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) = (3\ \text{lbm})[(1.7759 - 0.07463)\ \text{Btu/(lbm} \cdot \text{R)}]$$
$$= 5.1038\ \text{Btu/R}$$

EJEMPLO 6-9

En una válvula hay vapor a 7 MPa y 450°C el cual es estrangulado con una presión de 3 MPa durante un proceso de flujo permanente. Determine la generación de entropía para este proceso y verifique si se satisface el principio del incremento de entropía.

Solución En la figura 6-39 se proporciona un dibujo esquemático del sistema y el diagrama *T-s* para el proceso. Recuerde que las válvulas de estrangulamiento son dispositivos isentálpicos (H = constante), por tanto, las entropías del vapor en los estados de entrada y de salida son

Estado 1: $P_1 = 7$ MPa, $T_1 = 450°C$ → $h_1 = 3287.1$ kJ/kg, $s_1 = 6.6327$ kJ/(kg · K) (Tabla A-6)

Estado 2: $P_2 = 3$ MPa, $h_2 = h_1$ → $s_2 = 6.9919$ kJ/(kg · K) (Tabla A-6)

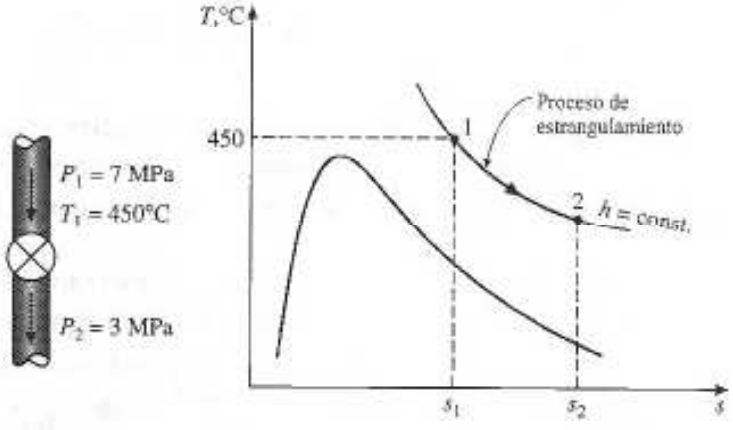


FIGURA 6-39
Dibujo esquemático y diagrama *T-s* para el ejemplo 6-9.

El calor que se transfiere durante un proceso de estrangulamiento es mínimo. Por consiguiente, la ecuación 6-18 se reduce, en este caso, a

$$S_{gen} = S_s - S_e + \frac{\overbrace{Q_{alr}}^{0}}{T_{alr}} = S_2 - S_1$$

Por tanto, $S_{gen} = (6.9919 - 6.6327)\ \text{kJ/(kg} \cdot \text{K)} = \mathbf{0.3592\ kJ/(kg \cdot K)}$

Ésta es la cantidad de entropía generada por masa unitaria de vapor cuando éste se estrangula desde su estado inicial hasta la presión final, y es causada por la expansión libre.

El principio del incremento de entropía se satisface durante este proceso, puesto que el cambio de entropía total no es negativo (o no hay destrucción de entropía).

Procesos isentrópicos de sustancias puras

Dos factores pueden cambiar la entropía de una masa fija: la transferencia de calor y las irreversibilidades. Así, se deduce que la entropía de una masa fija no cambiará durante proceso reversible internamente y adiabático, el cual se denomina un *proceso isentrópico* (entropía constante). Un proceso isentrópico aparece como una línea vertical sobre un diagrama *T-s*.

Muchos sistemas o dispositivos de ingeniería como las bombas, turbinas, toberas y difusores son esencialmente adiabáticos en su operación y tiene mejor desempeño cuando se minimizan irreversibilidades tales como la fricción asociada con el proceso. Por tanto, un proceso isentrópico sirve es un modelo apropiado para un proceso real. Ademas, los procesos isentrópicos permiten definir eficiencias para procesos con el propósito de comparar el desempeño real de estos dispositivos con el desempeño en condiciones idealizadas. Lo anterior debe ser una motivación suficiente para estudiar los procesos isentrópicos.

No existen relaciones especiales para los procesos isentrópicos de sustancias puras aparte de

$$s_2 = s_1 \qquad [\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}] \tag{6-31}$$

salvo en algunos casos idealizados que se estudian en las siguientes dos secciones. Si el proceso se lleva a cabo de manera isentrópica una sustancia tendrá el mismo valor de entropía en el estado final que el que tiene en el estado inicial.

Debe reconocerse que un proceso adiabático reversible es por necesidad isentrópico ($s_2 = s_1$), aunque un proceso isentrópico no necesariamente es adiabático reversible. (Por ejemplo, durante un proceso el aumento de entropía de una sustancia, debido a las irreversibilidades, puede compensarse por una disminución de la entropía como resultado de las pérdidas térmicas.) Sin embargo, el término *proceso isentrópico* suele emplearse en termodinámica para implicar un *proceso adiabático internamente reversible.*

EJEMPLO 6-10

Ingresa vapor a una turbina adiabática a 5 MPa y 450°C y sale a una presión de 1.4 MPa. Determine la salida de trabajo de la turbina por unidad de masa de vapor que fluye por ésta si el proceso es reversible y se desprecian los cambios en las energías cinética y potencial.

Solución Un dibujo esquemático del sistema y el diagrama *T-s* para el proceso se muestran en la figura 6-40. La salida de trabajo de una turbina que opera permanentemente puede determinarse con la relación de la conserva-

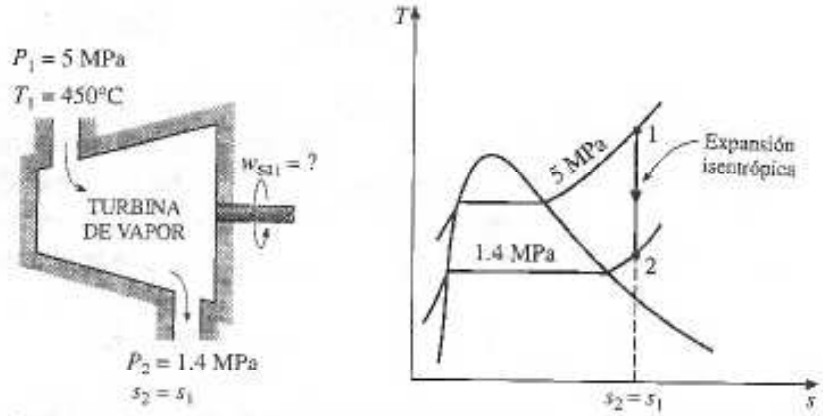


FIGURA 6-40
Dibujo esquemático y diagrama *T-s* para el ejemplo 6-10.

ción de la energía para dispositivos de flujo permanente, expresada con una base de masa unitaria (ecuación 4-23), la cual se reduce a

$$\cancel{q}^{0} - w = \Delta h + \cancel{\Delta ec}^{0} + \cancel{\Delta ep}^{0}$$
$$w = h_1 - h_2$$

De esta manera para calcular el trabajo todo lo que se necesita hacer es determinar los valores de la entalpía en los estados inicial y final:

Estado 1: $P_1 = 5$ MPa, $T_1 = 450°C$ $\Rightarrow$ $h_1 = 3316.2$ kJ/kg, $s_1 = 6.8186$ kJ/(kg · K) (Tabla A-6)

Sólo una propiedad (presión) se da en el estado final, lo cual no es suficiente para fijarlo. Sin embargo, este proceso es isentrópico (entropía constante) puesto que es tanto reversible como adiabático. En consecuencia, $s_2 = s_1 = 6.8186$ kJ/(kg · K). Lo cual provee la segunda propiedad necesaria para fijar el estado final:

Estado 2: $P_2 = 1.4$ MPa, $s_2 = 6.8186$ kJ/(kg · K) $\Rightarrow$ $h_2 = 2966.6$ kJ/kg (Tabla A-6, interpolación)

Por tanto,
$$w = (3316.2 - 2966.6)\ \text{kJ/kg}$$
$$= \mathbf{349.6\ kJ/kg}$$

que es la salida de trabajo de la turbina por masa unitaria del vapor que fluye por ella.

6-9 ■ EL CAMBIO DE ENTROPÍA DE SÓLIDOS Y LÍQUIDOS

En la sección 3-9 se mencionó que los sólidos y los líquidos pueden idealizarse como *sustancias incompresibles* debido a que sus volúmenes permanecen esencialmente constantes durante un proceso. De manera que $dv = 0$ para sólidos y líquidos y la ecuación 6-26 para este caso se reduce a

$$ds = \frac{du}{T} = \frac{C\,dT}{T}$$

puesto que $C_p = C_v = C$ para sustancias incompresibles y $du = C\,dt$. El cambio de entropía en un proceso se determina mediante integración:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 C(T)\frac{dT}{T} \qquad [\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}] \tag{6-32}$$

El calor específico C de líquidos y sólidos, en general, depende de la temperatura y es necesaria una relación para C como una función de la temperatura para llevar a cabo dicha integración. En muchos casos, sin embargo, C puede tratarse como una constante en algún valor promedio a lo largo del intervalo de temperatura dado. En ese caso la integración en la ecuación 6-32 puede ejecutarse y producir

$$s_2 - s_1 = C_{\text{pro}} \ln \frac{T_2}{T_1} \qquad [\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}] \tag{6-33}$$

Advierta que el cambio de entropía de una sustancia realmente incompresible depende sólo de la temperatura. La ecuación 6-33 se utiliza para determinar los cambios de entropía de sólidos y líquidos con precisión razonable.



FIGURA 6-41
Dibujo esquemático para el ejemplo 6-11.

EJEMPLO 6-11

Un bloque de 50 kg de hierro fundido a 500 K se lanza dentro de un gran lago que se encuentra a una temperatura de 285 K, como se muestra en la figura 6-41. Más tarde el bloque de hierro alcanza el equilibrio térmico con el agua del lago. Si se supone un calor específico promedio de 0.45 kJ/(kg · K) para el hierro, determine *a*) el cambio en la entropía del bloque de hierro; *b*) el cambio de entropía del agua del lago, y *c*) el cambio de la entropía total en este proceso.

Solución Para determinar el cambio de entropía para el bloque de hierro y para el lago, primero debe conocerse la temperatura de equilibrio final. Puesto que la capacidad de energía térmica del lago es muy grande respecto de la del bloque de hierro, el lago absorberá todo el calor desechado por el bloque de hierro sin experimentar cambio alguno en su temperatura. Por tanto, el bloque de hierro se enfriará a 285 K durante este proceso, en tanto que la temperatura del lago permanecerá constante en 285 K. En ese caso los cambios de entropía se determinan como sigue:

a) Al igual que los sólidos, el bloque de hierro puede aproximarse como una sustancia incompresible y por ello su cambio de entropía se determina mediante la ecuación 6-33:

$$\Delta S_{\text{hierro}} = m(s_2 - s_1) = mC_{\text{pro}} \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$= (50\ \text{kg})[0.45\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}] \ln \frac{285\ \text{K}}{500\ \text{K}}$$

$$= \mathbf{-12.65\ kJ/K}$$

b) En este problema el agua del lago actúa como un depósito de energía térmica, y su cambio de entropía se determina con la ecuación 6-6. Pero primero debe determinar la transferencia de calor al lago. Considere el bloque de hierro como el sistema y descarte los cambios en las energías cinética y potencial, por tanto, la ecuación de la conservación de la energía para este sistema cerrado se reduce a

$$Q - \overset{0}{W} = \Delta U + \overset{0}{\Delta EC} + \overset{0}{\Delta EP}$$

$$Q_{\text{hierro}} = mC_{\text{pro}}(T_2 - T_1) = (50\ \text{kg})[0.45\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}][(285 - 500)\ \text{K}]$$

$$= -4\,837.5\ \text{kJ}$$

Entonces $Q_{lago} = -Q_{hierro} = +4\,837.5$ kJ

y $$\Delta S_{lago} = \frac{Q_{lago}}{T_{lago}} = \frac{+4\,837.5 \text{ kJ}}{285 \text{ K}} = \mathbf{16.97 \text{ kJ/K}}$$

c) El cambio de entropía total para este proceso es la suma de estos dos puesto que el bloque de hierro y el lago juntos forman un sistema adiabático:

$$\Delta S_{total} = \Delta S_{hierro} + \Delta S_{lago} = (-12.65 + 16.97) \text{ kJ/K}$$
$$= \mathbf{4.32 \text{ kJ/K}}$$

El signo positivo para el cambio de entropía total indica que éste es un proceso irreversible.

EJEMPLO 6-12

Agua a 25 psia y 50°F ingresa a una cámara de mezcla a una relación de 300 lbm/min, donde se mezcla permanentemente con vapor que entra a 20 psia y 240°F. La mezcla sale de la cámara a 20 psia y 130°F, y se desecha calor al aire circundante a 70°F a una relación de 180 Btu/min. Descarte los cambios en las energías cinética y potencial y determine la relación de generación de entropía para este proceso.

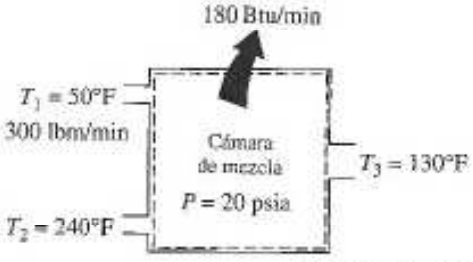


FIGURA 6-42
Dibujo esquemático para el ejemplo 6-12.

Solución Éste es un proceso de flujo permanente, y en la figura 6-42 se presenta un dibujo esquemático de la cámara de mezcla y de las fronteras del sistema. La relación del cambio de entropía total (o la relación de generación de entropía) para este proceso se determina con la ecuación 6-16. Pero primero es necesario determinar la relación de flujo de masa del vapor mediante las ecuaciones de conservación de la masa y de conservación de la energía (ecuaciones 4-14 y 4-19) aplicadas a este sistema de flujo permanente:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \longrightarrow \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

y $$\dot{Q} - \dot{W} \overset{0}{=} \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e \longrightarrow \dot{Q} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$$

Las propiedades deseadas en los estados especificados son

Estado 1:

$T_1 = 50°F$, $P_1 = 20$ psia $\Rightarrow$ $h_1 \cong h_{f@\,50°F} = 18.06$ Btu/lbm, $s_1 \cong s_{f@\,50°F} = 0.03607$ Btu/(lbm · R) (Tabla A-4E)

Estado 2:

$T_2 = 240°F$, $P_2 = 20$ psia $\Rightarrow$ $h_2 = 1162.3$ Btu/lbm, $s_2 = 1.7405$ Btu/(lbm · R) (Tabla A-6E)

Estado 3:

$T_3 = 130°F$, $P_3 = 20$ psia $\Rightarrow$ $h_3 \cong h_{f@\,130°F} = 97.98$ Btu/lbm, $s_3 \cong s_{f@\,130°F} = 0.18172$ Btu/(lbm · R) (Tabla A-4E)

Al sustituir, se obtiene

$$-180 \text{ Btu/min} = (\dot{m}_2 + 300 \text{ lbm/min})(97.98 \text{ Btu/lbm}) - (300 \text{ lbm/min})(18.06 \text{ Btu/lbm}) - \dot{m}_2(1162.3 \text{ Btu/lbm})$$

Así

$$\dot{m}_2 = 22.7 \text{ lbm/min}$$

La relación total de generación de entropía se obtiene al sustituir los valores anteriores en la ecuación 6-16:

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i + \frac{\dot{Q}_{surr}}{T_{surr}}$$

o

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 + \frac{\dot{Q}_{surr}}{T_{surr}}$$

$$= (322.7 \text{ lbm/min})[0.18172 \text{ Btu/(lbm} \cdot \text{R)}] - (300 \text{ lbm/min})[0.03607 \text{ Btu/(lbm} \cdot \text{R)}] - (22.7 \text{ lbm/min})[1.7405 \text{ Btu/(lbm} \cdot \text{R)}] + \frac{+180 \text{ Btu/min}}{530 \text{ R}}$$

$$= 8.65 \text{ Btu/(min} \cdot \text{R)}$$

Por consiguiente, la entropía se genera durante este proceso a una relación de 8.65 Btu/(min · R). Esta generación de entropía es debida a la mezcla de dos corrientes de fluido (un proceso irreversible) y la transferencia de calor entre la cámara de mezcla y los alrededores por una diferencia de temperatura finita (otro proceso irreversible). Advierta que este proceso satisface el principio del aumento de entropía (y en consecuencia la segunda ley) pues la generación de entropía es positiva.

Procesos isentrópicos de sólidos y líquidos

Una relación para procesos isentrópicos (entropía constante) de sólidos y líquidos se obtiene si se iguala a cero la relación del cambio de entropía (ecuación 6-33):

$$C_{av} \ln \frac{T_2}{T_1} = 0$$

Lo que produce

$$T_2 = T_1 \qquad (6\text{-}34)$$

Es decir, la temperatura de una sustancia realmente incompresible permanece constante durante un proceso isentrópico. En consecuencia, el proceso isentrópico de una sustancia incompresible es también isotérmica. Los líquidos y los sólidos se aproximan mucho a este comportamiento.



FIGURA 6-43
Una transmisión desde el canal de los GI.

6-10 ■ EL CAMBIO DE ENTROPÍA DE GASES IDEALES

Una expresión para el cambio de entropía de un gas ideal puede obtenerse mediante la ecuación 6-25 o 6-26 con el empleo de las relaciones de propiedades

para gases ideales (figura 6-43). Al sustituir $du = C_v dT$ y $P = RT/v$ en la ecuación 6-25, el cambio de entropía diferencial de un gas ideal se vuelve

$$ds = C_v \frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v}$$

El cambio de entropía para un proceso se obtiene integrando esta relación entre los estados extremos:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 C_v(T)\frac{dT}{T} + R\ln\frac{v_2}{v_1} \qquad (6\text{-}35)$$

Una segunda relación para el cambio de entropía de un gas ideal se obtiene de manera similar al sustituir $dh = C_p dT$ y $v = RT/P$ en la ecuación 6-26 e integrando. El resultado es

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 C_p(T)\frac{dT}{T} - R\ln\frac{P_2}{P_1} \qquad (6\text{-}36)$$

Los calores específicos de gases ideales, con la excepción de gases monoatómicos, depende de la temperatura, y las integrales en las ecuaciones 6-35 y 6-36 no pueden efectuarse a menos que se conozca la dependencia de C_v y C_p con la temperatura. Aunque se cuente con las funciones $C_v(T)$ y $C_p(T)$, no es práctico efectuar largas integraciones cada vez que se calcula el cambio de entropía. En ese caso quedan dos opciones razonables: efectuar estas integraciones suponiendo simplemente calores específicos constantes o evaluar esas integrales una vez y tabular los resultados. Ambos enfoques se presentan a continuación.

1 Calores específicos constantes: tratamiento aproximado

Suponer calores específicos constantes para gases ideales es una aproximación común que ya ha usado antes en varias ocasiones. Con ella suele simplificarse de manera considerable el análisis y el precio pagado por esta comodidad es algo de pérdida en la exactitud. La magnitud del error introducido por esta suposición depende de la situación específica. Por ejemplo, para gases monoatómicos ideales como el helio, los calores específicos son independientes de la temperatura y, por tanto, la suposición de calor específico constante no introduce error. Para gases ideales cuyos calores específicos varían casi linealmente en el intervalo de interés de temperatura, el error posible se minimiza si usa valores de calor específico evaluados en la temperatura promedio (figura 6-44). Los resultados obtenidos así suelen ser suficientemente exactos para la mayor parte de los gases ideales si el intervalo de temperatura no es mayor que unos cuantos cientos de grados.

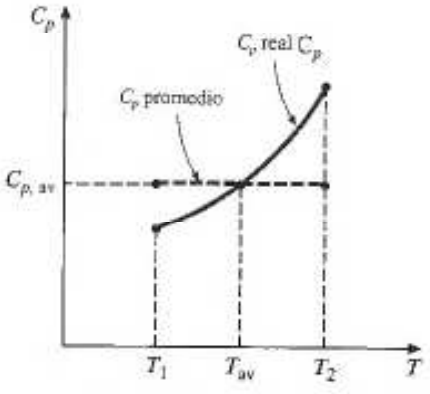


FIGURA 6-44
Bajo la suposición de calor específico constante, se supone que el calor específico será constante en algún valor promedio.

Las relaciones de cambio de entropía para gases ideales bajo la suposición de calor específico constante se obtienen con facilidad si se sustituye $C_v(T)$ y $C_p(T)$ en las ecuaciones 6-35 y 6-36 por $C_{v,\,pro}$ y $C_{p,\,pro}$, respectivamente, y efectúa las integraciones. Se obtiene

$$s_2 - s_1 = C_{v,\,pro}\ln\frac{T_2}{T_1} + R\ln\frac{v_2}{v_1} \qquad [\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}] \qquad (6\text{-}37)$$

y

$$s_2 - s_1 = C_{p,\,pro}\ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1} \qquad [\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}] \qquad (6\text{-}38)$$

Los cambios de entropía también pueden expresarse con una base de mol unitaria al multiplicar estas relaciones por la masa molar:

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{C}_{v,\text{pro}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R_u \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad \text{[kJ/(kmol · K)]} \qquad (6\text{-}39)$$

y

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{C}_{p,\text{pro}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \text{[kJ/(kmol · K)]} \qquad (6\text{-}40)$$

2 Calores específicos variables: tratamiento exacto

Cuando el cambio de temperatura durante un proceso es grande y los calores específicos del gas ideal varían no linealmente con el intervalo de temperatura, la suposición de calores específicos constantes puede conducir a errores considerables en los cálculos del cambio de entropía. En esos casos la variación de los calores específicos con la temperatura debe tomarse en cuenta mediante el uso de relaciones exactas para los calores específicos como una función de la temperatura. Entonces el cambio de entropía durante un proceso se determina sustituyendo estas relaciones de $C_v(T)$ o $C_p(T)$ en la ecuación 6-35 o 6-36 y efectuando las integraciones.

En lugar de llevar a cabo estas laboriosas integrales cada vez que se tiene un nuevo proceso, sería deseable y conveniente efectuarlas una vez y tabular los resultados. Para este propósito, se elige el cero absoluto como la temperatura de referencia y se define una función s° como

$$s^\circ = \int_0^T C_p(T) \frac{dT}{T} \qquad (6\text{-}41)$$

De acuerdo con esta definición, s° es función sólo de la temperatura y su valor es cero a la temperatura del cero absoluto. Los valores de s° se calculan a diferentes temperaturas a partir de la ecuación 6-41, y los resultados se tabulan en el apéndice como una función de la temperatura para diversos gases ideales. Dada esta definición, la integral de la ecuación 6-36 se convierte en

$$\int_1^2 C_p(T) \frac{dT}{T} = s_2^\circ - s_1^\circ$$

donde s_2° es el valor de s° en T_2 y s_1° es el valor en T_1. Por tanto

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \text{[kJ/(kg · K)]} \qquad (6\text{-}42)$$

Observe que a diferencia de la energía interna y de la entalpía, la entropía de un gas ideal varía con el volumen específico o la presión, así como con la temperatura. Por consiguiente, la entropía no puede tabularse como una función exclusiva de la temperatura. Los valores de s° en las tablas explican la dependencia de la entropía de la temperatura (figura 6-45). La variación de la entropía respecto de la presión se toma en cuenta mediante el último término en la ecuación 6-42. Otra relación para el cambio de la entropía puede desarrollarse con base en la ecuación 6-35, aunque esto requeriría la definición de otra función y la tabulación de sus valores, lo que no es práctico.

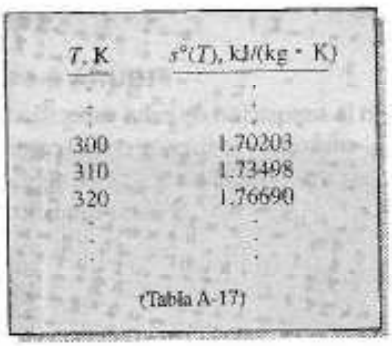


FIGURA 6-45
La entropía de un gas ideal depende tanto de T como de P. La función s° representa sólo la parte de la entropía dependiente de la temperatura.

La ecuación 6-42 también puede expresarse con una base de mol unitaria como

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{s}_2^\circ - \bar{s}_1^\circ - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad [\text{kJ/(kmol} \cdot \text{K)}] \qquad (6\text{-}43)$$

Las ecuaciones 6-42 y 6-43 consideran la variación de los calores específicos con la temperatura y por ello no deben preferirse en los cálculos del cambio de entropía.

EJEMPLO 6-13

Se comprime gas nitrógeno desde un estado inicial de 100 kPa y 17°C hasta un estado final de 600 kPa y 57°C. Determine el cambio de entropía del nitrógeno durante este proceso de compresión con el uso de *a*) valores de propiedades exactas de la tabla del nitrógeno y *b*) calores específicos promedio.

Solución Un dibujo esquemático del sistema y el diagrama *T-s* para el proceso se presentan en la figura 6-46. En condiciones específicas, el nitrógeno puede tratarse como un gas ideal ya que se encuentra a elevada temperatura y baja presión respecto de sus valores críticos ($T_{cr} = -147°C$ y $P_{cr} = 3\,390$ kPa para el nitrógeno). Por consiguiente, son aplicables las relaciones del cambio de entropía desarrolladas bajo la suposición de gas ideal.

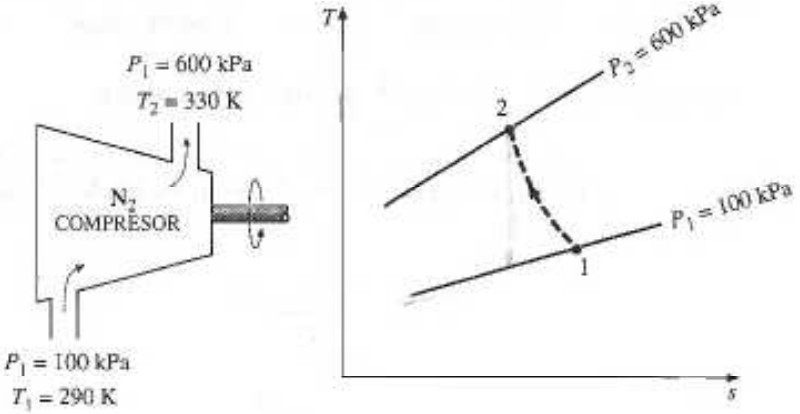


FIGURA 6-46
Dibujo esquemático y digrama *T-s* para el ejemplo 6-13.

a) Las propiedades del gas nitrógeno en la tabla del nitrógeno (tabla A-18) se dan con una base de mol unitaria. Por tanto, resulta más conveniente determinar el cambio de entropía del nitrógeno mediante la ecuación 6-43 y luego convertir los resultados a las unidades deseadas (figura 6-47). Al leer los valores de $\bar{s}^\circ$ a las temperaturas dadas y sustituir, se encuentra

$$\begin{aligned}\bar{s}_2 - \bar{s}_1 &= \bar{s}_2^\circ - \bar{s}_1^\circ - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= [(194.459 - 190.695)\ \text{kJ/(kmol} \cdot \text{K)}] \\ &\quad - [8.314\ \text{kJ/(kmol} \cdot \text{K)}] \ln \frac{600\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}} \\ &= -11.133\ \text{kJ/(kmol} \cdot \text{K)}\end{aligned}$$

$$\text{Entonces, } s_2 - s_1 = \frac{\bar{s}_2 - \bar{s}_1}{M} = \frac{-11.133\ \text{kJ/(kmol} \cdot \text{K)}}{28.013\ \text{kg/kmol}} = -0.3974\ \text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

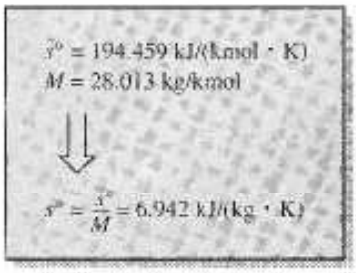


FIGURA 6-47
Las propiedades por mol unitaria y las propiedades por masa unitaria se relacionan entre sí mediante la masa molar de la sustancia.

b) El cambio de entropía del nitrógeno durante este proceso también puede determinarse aproximadamente con la ecuación 6-38 con un valor de C_p a la temperatura promedio de 37°C (tabla A-2*b*) y tratándolo como una constante:

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= C_{p,\text{av}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= [1.0394\ \text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}] \ln \frac{330\ \text{K}}{290\ \text{K}} - [0.297\ \text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}] \ln \frac{600\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}} \\ &= -0.3978\ \text{kJ/(kg} \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

Los dos resultados anteriores son casi idénticos porque el cambio en la temperatura durante este proceso es relativamente pequeño. Sin embargo, cuando el cambio de la temperatura es grande, los resultados pueden diferir significativamente. Para esos casos, la ecuación 6-43 debe usarse en lugar de la 6-38 pues ella explica la variación de los calores específicos con la temperatura.

Procesos isentrópicos de gases ideales

Diversas relaciones para los procesos isentrópicos de gases ideales pueden obtenerse si se iguala a cero las relaciones del cambio de entropía desarrolladas con anterioridad. En este caso también se iguala a cero primero para el caso de calores específicos constantes y después para el de calores específicos variables.

Calores específicos constantes: tratamiento aproximado

Cuando es válida la suposición de calor específico constante, las relaciones isentrópicas para gases ideales se obtienen al igualar a cero las ecuaciones 6-37 y 6-38. De la ecuación 6-37,

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = -\frac{R}{C_v} \ln \frac{v_2}{v_1}$$

la cual puede arreglarse como

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{R/C_v}$$

o

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \tag{6-44}$$

puesto que $R = C_p - C_v$, $k = C_p/C_v$ y, en consecuencia, $R/C_v = k - 1$.

La ecuación 6-44 es la *primera relación isentrópica* para gases ideales bajo la suposición de calor específico constante. La *segunda relación isentrópica* se obtiene de manera similar a la ecuación 6-38 con el siguiente resultado:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \tag{6-45}$$

La *tercera relación isentrópica* se obtiene al sustituir la ecuación 6-45 en la ecuación 6-44 y simplificando:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k} \tag{6-46}$$

Las ecuaciones de la 6-44 a la 6-46 pueden expresarse en una forma compacta como

$$Tv^{k-1} = \text{constante} \qquad (6\text{-}47a)$$
$$TP^{(1-k)/k} = \text{constante} \qquad (6\text{-}47b)$$
$$Pv^k = \text{constante} \qquad (6\text{-}47c)$$

La razón de calores específicos k, en general, varía con la temperatura, por lo que en la relación isentrópica anterior debe utilizarse un valor de k promedio para el intervalo de temperatura dado.

Observe que las relaciones isentrópicas anteriores, como su nombre lo indica, son válidas estrictamente sólo para procesos isentrópicos cuando la suposición de calor específico constante es apropiada (figura 6-48).

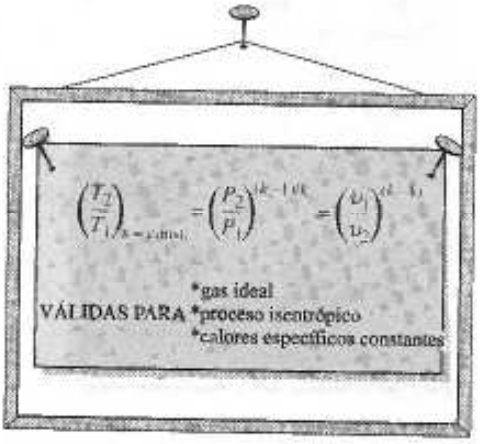


FIGURA 6-48
Las relaciones isentrópicas de gases ideales son válidas sólo en los procesos isentrópicos de gases ideales.

Calores específicos variables: tratamiento exacto

Cuando no es apropiada la suposición de calor específico constante, las relaciones isentrópicas antes desarrolladas producirán resultados que no son muy exactos. En tales casos, se debe utilizar una relación isentrópica obtenida de una ecuación de cambio de entropía que explica la variación de los calores específicos con la temperatura, es decir, la ecuación 6-42. Al igualar a cero esta ecuación, se obtiene

$$0 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

o

$$s_2^\circ = s_1^\circ + R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (6\text{-}48)$$

donde s_2° es el valor s° al final del proceso isentrópico. Ésta es la relación para los procesos isentrópicos de gases ideales bajo condiciones de calor específico variable.

Presión relativa y volumen específico relativo

La ecuación 6-48 proporciona una manera exacta de evaluar cambios de propiedades de gases ideales durante procesos isentrópicos, cuando explica las variaciones de los calores específicos con la temperatura. Sin embargo, implica tediosas iteraciones cuando se brinda la razón de volúmenes en lugar de la razón de presiones. Esto es verdaderamente un inconveniente en los estudios de optimación, los cuales suelen requerir numerosos cálculos repetitivos. Para remediar esta deficiencia se definen dos nuevas cantidades dimensionales asociadas con los procesos isentrópicos.

La definición de la primera se basa en la ecuación 6-48, la cual puede rearreglarse como

$$\frac{P_2}{P_1} = \exp \frac{s_2^\circ - s_1^\circ}{R}$$

o

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\exp(s_2^\circ/R)}{\exp(s_1^\circ/R)}$$

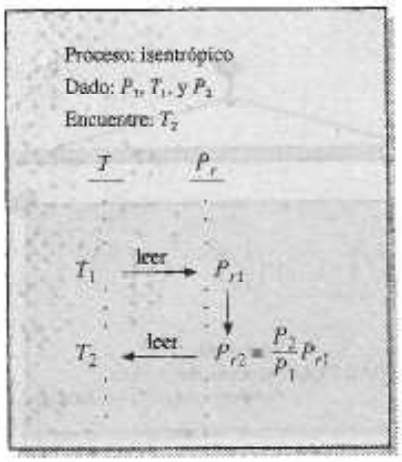


FIGURA 6-49
El uso de datos de P_r para calcular la temperatura final durante un proceso isentrópico.

La cantidad $\exp(s^\circ/R)$ se define como la **presión relativa** P_r. Con esta definición la relación anterior se transforma en

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \tag{6-49}$$

Advierta que la presión relativa P_r es una cantidad *adimensional* que es una función exclusiva de la temperatura puesto que s° sólo depende de ella. En consecuencia, es posible tabular valores de P_r contra temperatura. Esto se hace para el aire en la tabla A-17. El uso de datos de P_r se muestra en la figura 6-49.

Algunas veces se proporcionan razones de volúmenes específicos en lugar de razones de presión. En particular cuando se analizan motores automotrices. En esos casos, uno necesita trabajar con razones de volumen. Por consiguiente, se define otra cantidad relacionada con las razones de volúmenes específicos para procesos isentrópicos. Esto se lleva a cabo mediante la relación de gas ideal y la ecuación 6-49:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1}\frac{P_{r1}}{P_{r2}} = \frac{T_2/P_{r2}}{T_1/P_{r1}}$$

La cantidad T/P_r es una función sólo de la temperatura y se define como el **volumen específico relativo** v_r. De tal modo,

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{s=\text{const.}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}} \tag{6-50}$$

Las ecuaciones 6-49 y 6-50 son válidas estrictamente en procesos isentrópicos de gases ideales. Explican la variación de los calores específicos con la temperatura y por ello dan resultados más exactos que las ecuaciones de la 6-44 a la 6-47, desarrolladas bajo la suposición de calor específico constante. Los valores de P_r y v_r se listan para el aire en la tabla A-17.

EJEMPLO 6-14

Se comprime aire en un dispositivo de cilindro-émbolo desde 22°C y 95 kPa de manera reversible. Si la razón de compresión V_1/V_2 de este dispositivo de cilindro-émbolo es 8, determine la temperatura final del aire.

Solución Un dibujo esquemático del sistema y el diagrama T-s para el proceso se proporcionan en la figura 6-50. En las condiciones especificadas el

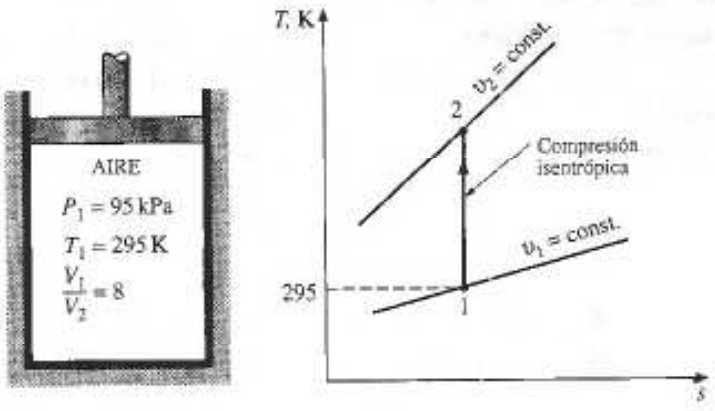


FIGURA 6-50
Dibujo esquemático y diagrama T-s para el ejemplo 6-14.

aire puede tratarse como un *gas ideal* pues está a elevada temperatura y baja presión respecto de sus valores críticos ($T_{cr} = -147°C$ y $P_{cr} = 3\,390$ kPa para el nitrógeno, el principal constituyente del aire). En consecuencia, son aplicables las relaciones isentrópicas desarrolladas para gases ideales.

Se reconoce con facilidad que este proceso es isentrópico porque es tanto reversible como adiabático. La temperatura final para este proceso isentrópico puede determinarse con la ecuación 6-50 y la ayuda de datos de volumen específico relativo (tabla A-17), como muestra la figura 6-51.

En sistemas cerrados $$\frac{V_2}{V_1} = \frac{v_2}{v_1}$$

At $T_1 = 295$ K: $$v_{r1} = 647.9$$

De la ec. 6-50 $$v_{r2} = v_{r1}\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = (647.9)\left(\frac{1}{8}\right) = 80.99 \longrightarrow T_2 = 662.7 \text{ K}$$

Por tanto, la temperatura del aire aumentará 367.7°C durante este proceso.

Solución alternativa La temperatura final también podría determinarse con la ecuación 6-44 si asume calores específicos constantes para el aire:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

La razón de calores específicos k varía también con la temperatura y es necesario usar el valor de k correspondiente a la temperatura promedio. Sin embargo, no se brinda la temperatura final por lo que no es posible determinar de antemano la temperatura promedio. En esos casos, los cálculos pueden iniciarse con un valor de k a la temperatura inicial o a la temperatura promedio pronosticada. Este valor debe mejorarse después, si fuera necesario, y los cálculos pueden repetirse. La temperatura del aire aumentará considerablemente durante este proceso de compresión adiabático, por tanto *suponga* que la temperatura promedio será aproximadamente de 450 K. El valor de k a esta temperatura promedio pronosticada se determina en la tabla A-2*b* igual a 1.391. En ese caso la temperatura final del aire viene a ser

$$T_2 = (295 \text{ K})(8)^{1.391-1} = 665.2 \text{ K}$$

Esto dará un valor de temperatura promedio de 480.1 K, que es suficientemente cercano al valor supuesto de 450 K. Por tanto, no es necesario repetir los cálculos con el valor de k a esta temperatura promedio.

El resultado obtenido al suponer calores específicos constantes presenta un error de aproximadamente 0.4 por ciento, el cual es bastante pequeño. Esto no debe sorprender, porque el cambio de la temperatura del aire es relativamente bajo (sólo unos cuantos cientos de grados) y los calores específicos del aire varían casi linealmente con la temperatura en este intervalo de la misma.

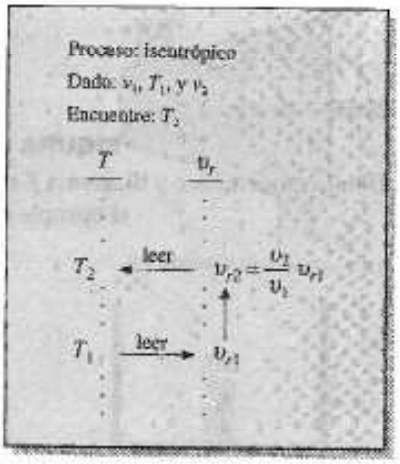


FIGURA 6-51
El empleo de datos v_r para calcular la temperatura final durante un proceso isentrópico (ejemplo 6-14).

EJEMPLO 6-15

En un compresor adiabático se comprime gas helio desde un estado inicial de 14 psia y 50°F hasta una temperatura final de 320°F de una manera reversible. Determine la presión de salida del helio.

Solución Un dibujo esquemático del sistema y el diagrama *T-s* para el proceso se incluyen en la figura 6-52. En las condiciones especificadas, el helio

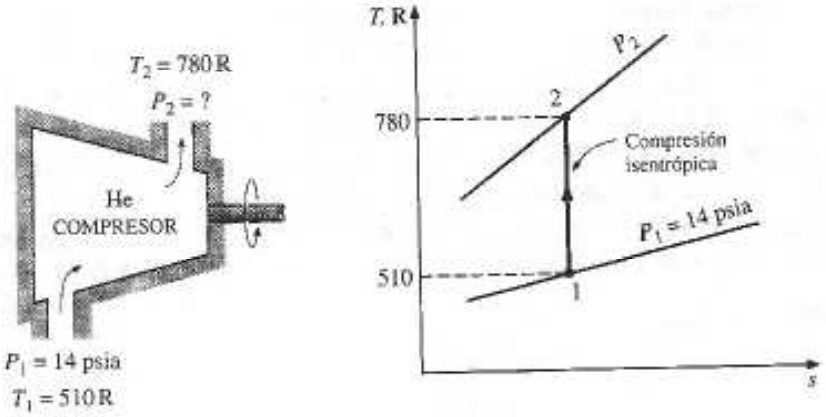


FIGURA 6-52
Dibujo esquemático y diagrama *T-s* para el ejemplo 6-15.

puede tratarse como un gas ideal porque está a una temperatura muy en relación con su temperatura crítica ($T_{cr} = -450°F$ para el helio). Por ello son aplicables las relaciones específicas desarrolladas antes para gases ideales. La razón de calores específicos k del helio es 1.667 y es independiente de la temperatura en la región donde se comporta como un gas ideal. De esta manera la presión final del helio se determina con la ecuación 6-45:

$$P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (14\text{ psia})\left(\frac{780\text{ R}}{510\text{ R}}\right)^{1.667/0.667} = 40.5\text{ psia}$$

6-11 ■ TRABAJO DE FLUJO PERMANENTE REVERSIBLE

El trabajo y el calor, en general, son funciones de la trayectoria y la transferencia de calor o el trabajo ejecutado durante un proceso dependen de la trayectoria seguida, así como de las propiedades de los estados extremos. El capítulo 3 estudia el trabajo de frontera móvil (cuasiequilibrio) reversible asociado con sistemas cerrados y expresado en términos de las propiedades del fluido como (ecuación 3.18)

$$W_b = \int_1^2 P\,dV$$

Se apuntó que las interacciones de trabajo en cuasiequilibrio conducen a la salida de trabajo máxima en los dispositivos que lo producen y la mínima entrada de trabajo en los que lo consumen.

También sería muy deseable y claro expresar el trabajo asociado con los dispositivos de flujo permanente en términos de las propiedades del fluido.

La ecuación de la conservación de la energía para un dispositivo de flujo permanente sometido a un proceso internamente reversible puede expresarse en forma diferencial como

$$\delta q_{rev} - \delta w_{rev} = dh + dec + dep$$

Pero $\delta q_{rev} = T\,ds$ (Ec. 6-22a)
$T\,ds = dh - v\,dP$ (Ec. 6-24)
$\Rightarrow \delta q_{rev} = dh - v\,dP$

Si lo sustituye en la relación anterior y cancela dh se obtiene

$$-\delta w_{rev} = v\,dP + dec + dep$$

Al integrar, se encuentra

$$w_{rev} = -\int_1^2 v\,dP - \Delta ke - \Delta pe \qquad (kJ/kg) \qquad (6\text{-}51)$$

Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables, esta ecuación se reduce a

$$w_{rev} = -\int_1^2 v\,dP \qquad (kJ/kg) \qquad (6\text{-}52)$$

Las ecuaciones 6-51 y 6-52 son relaciones para el trabajo reversible asociado con un proceso internamente reversible en un dispositivo de flujo permanente. La similitud entre el término $v\,dP$ en estas relaciones y $P\,dv$ es impresionante. Sin embargo éstos no deben confundirse entre sí, puesto que $P\,dv$ se asocia con el trabajo de la frontera reversible en sistemas cerrados (figura 6-53).

Es evidente que es necesario conocer v como una función de P en el proceso dado para efectuar la integración en la ecuación 6-51. Cuando el fluido de trabajo es *incompresible*, el volumen específico v permanece constante durante el proceso y puede sacarse de la integración. Entonces la ecuación 6-51 se simplifica a

$$w_{rev} = v(P_1 - P_2) - \Delta ke - \Delta pe \qquad (kJ/kg) \qquad (6\text{-}53)$$

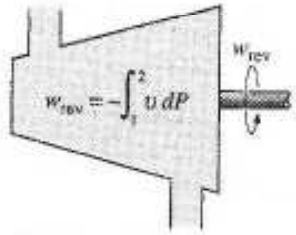
Para el flujo permanente de un líquido a través de un dispositivo que no incluye interacciones de trabajo (como una tobera o una sección de tubería), el término de trabajo es cero y la ecuación anterior se expresa como

$$v(P_2 - P_1) + \frac{\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0 \qquad (6\text{-}54)$$

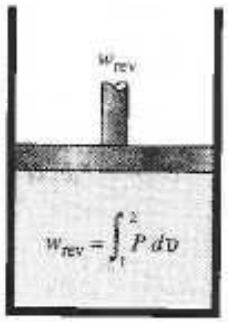
que, en mecánica de fluidos, es conocida como la **ecuación de Bernoulli**. La ecuación 6-54 se desarrolla para un proceso internamente reversible y, en consecuencia, se aplica a fluidos incompresibles que no incluyen irreversibilidades como la fricción u ondas de choque. Esta ecuación puede modificarse, sin embargo, para incorporar estos efectos.

La ecuación 6-52 tiene implicaciones de gran alcance en ingeniería en lo que respecta a dispositivos que producen o consumen trabajo permanentemente como las turbinas, compresores y bombas. Se deduce de esta ecuación que el trabajo de flujo permanente reversible se asocia estrechamente con el volumen específico del fluido que fluye por el dispositivo. *Cuanto más grande es el volumen específico tanto mayor resulta el trabajo reversible producido o consumido por el dispositivo de flujo permanente* (figura 6-54). Esta conclusión tiene la misma validez para dispositivos de flujo permanente reales. Por tanto, deben hacerse todos los esfuerzos para mantener lo más pequeño posible el volumen específico de un fluido durante un proceso de compresión para minimizar la entrada de trabajo y lo más grande posible durante un proceso de expansión para maximizar la salida de trabajo.

En centrales eléctricas de vapor o de gas, el aumento de la presión en la bomba o el compresor es igual al descenso de presión en la turbina si descarta las pérdidas de presión en otros diversos componentes. En las centrales eléctri-



a) Sistema de flujo permanente



b) Sistema cerrado

FIGURA 6-53
Relaciones de trabajo reversible para sistemas cerrados y de flujo permanente.

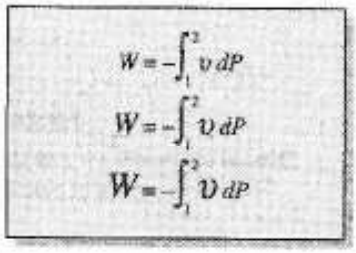


FIGURA 6-54
Cuanto mayor es el volumen específico, tanto más grande es el trabajo producido (o consumido) por un dispositivo de flujo permanente.

cas de vapor, la bomba maneja un líquido, el cual tiene un volumen específico muy pequeño, y la turbina maneja vapor, cuyo volumen específico es mucho más grande. De ese modo, la salida de trabajo de la turbina es mucho más grande que la entrada de trabajo a la bomba. Ésta es una de las razones de la gran popularidad de las centrales de vapor en la generación de energía eléctrica.

Si fuera a comprimir el vapor que sale de la turbina a la misma presión de entrada a ésta, antes de enfriarlo en el condensador para "ahorrar" el calor de desecho, se tendría que suministrar todo el trabajo producido por la turbina de nuevo al compresor. En realidad, la entrada de trabajo requerida sería incluso mayor que la salida de trabajo de la turbina por causa de las irreversibilidades presentes en ambos procesos.

En las centrales eléctricas de gas, el fluido de trabajo (por lo general aire) se comprime en la fase de gas, y el compresor consume una parte considerable de la salida de trabajo de la turbina. Como consecuencia, una central eléctrica de gas entrega menos trabajo neto por unidad de masa del fluido de trabajo.

EJEMPLO 6-16

Determine el trabajo necesario para comprimir vapor isentrópicamente de 100 kPa a 1 MPa; suponga que el vapor existe como *a)* líquido saturado, y *b)* vapor saturado en el estado inicial. Desprecie los cambios en las energías cinética y potencial.

Solución En la figura 6-55 se incluyen dibujos esquemáticos de la bomba y el compresor. Espere que la entrada de trabajo a la bomba sea mucho más pequeña puesto que maneja un líquido. Se establece que el proceso de compresión va a ser reversible, y los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables. De ese modo la ecuación 6-52 es aplicable.

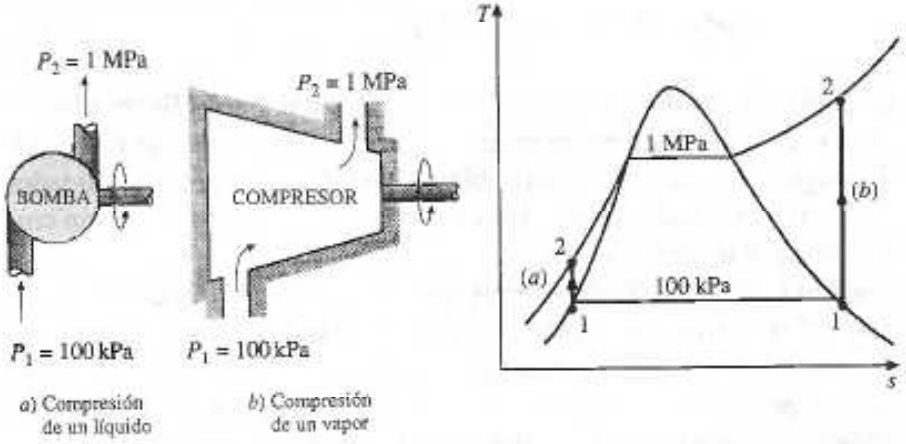


FIGURA 6-55
Dibujo esquemático y diagrama *T-s* para el ejemplo 6-16.

a) En este caso al inicio el vapor es un líquido saturado y su volumen específico es

$$v_1 = v_{f@\,100\,\text{kPa}} = 0.001043\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tabla A-5)}$$

el cual permanece esencialmente constante durante el proceso. Por tanto

$$w_{rev} = -\int_1^2 v\,dP \cong v_1(P_1 - P_2)$$

$$= (0.001043\ \text{m}^3/\text{kg})[(100 - 1000)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= -0.94\ \text{kJ/kg}$$

b) Esta vez el vapor es un vapor inicialmente saturado y permanece como un vapor durante todo el proceso de compresión. Como el volumen específico de un gas cambia de modo considerable durante un proceso de compresión, se necesita conocer cómo varía v con P para efectuar la integración en la ecuación 6-52. Esta relación, en general, no se obtiene fácilmente. Pero en un proceso isentrópico, se consigue con facilidad de la segunda relación $T\,ds$ que deja $ds = 0$:

$$\left.\begin{array}{l} T\,ds = dh - v\,dP \text{ (Ec. 6-24)} \\ ds = 0 \quad \text{(proceso isentrópico)} \end{array}\right\} \qquad v\,dP = dh$$

Así,
$$w_{rev} = -\int_1^2 v\,dP = -\int_1^2 dh = h_1 - h_2$$

Este resultado también podría obtenerse con el análisis de la primera ley de un proceso de flujo permanente isentrópico. A continuación se determinan las entalpías:

Estado 1: $P_1 = 100$ kPa (sat. vapor) $\Big\}$ $h_1 = 2\,675.5$ kJ/kg, $s_1 = 7.3594$ kJ/kg · K (Tabla A-5)

Estado 2: $P_2 = 1$ MPa, $s_2 = s_1$ $\Big\}$ $h_2 = 3\,195.45$ kJ/kg (Tabla A-6)

Así, $w_{rev} = (2\,675.5 - 3\,195.45)$ kJ/kg = **−519.95 kJ/kg**

Es decir, comprimir vapor en la forma de vapor requeriría arriba de 500 veces más trabajo que comprimirlo en la forma líquida entre los mismos límites de temperatura.

Demostración de que los dispositivos de flujo permanente entregan la mayor cantidad de trabajo y consumen la menor cuando el proceso es reversible

En el capítulo 5 se demostró que los dispositivos cíclicos (máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor) entregan la mayor parte del trabajo y consumen la menor cuando se utiliza un proceso reversible. Ahora se demuestra que es el mismo caso para dispositivos individuales como las turbinas y compresores en operación permanente.

Considere dos dispositivos de flujo permanente, uno reversible y el otro irreversible, que operan entre los mismos estados de entrada y salida. La ecuación de la conservación de la energía para cada uno de estos dispositivos se expresa en la forma diferencial como

Real: $\delta q_{real} - \delta w_{real} = dh + dec + dep$

Reversible: $\delta q_{rev} - \delta w_{rev} = dh + dec + dep$

Los lados derechos de estas dos ecuaciones son idénticos puesto que ambos dispositivos operan entre los mismos estados extremos. De ese modo

$$\delta q_{real} - \delta w_{real} = \delta q_{rev} - \delta w_{rev}$$

o
$$\delta w_{rev} - \delta w_{real} = \delta q_{rev} - \delta q_{real}$$

Pero
$$\delta q_{rev} = T\,ds$$

Al sustituir esta relación en la ecuación anterior y dividir cada término entre T, obtiene

$$\frac{\delta w_{rev} - \delta w_{real}}{T} = ds - \frac{\delta q_{real}}{T} \geq 0$$

puesto que $$ds \geq \frac{\delta q_{real}}{T} \qquad \text{(véase la Ec. 6-8)}$$

Además, T es la temperatura absoluta que siempre es positiva. Por tanto,

$$\delta w_{rev} \geq \delta w_{real} \tag{6-55}$$

o

$$w_{rev} \geq w_{real} \tag{6-56}$$

Así los dispositivos que producen trabajo, como las turbinas (w es positiva), entregan más trabajo, y los dispositivos que consumen trabajo como las bombas y los compresores (w es negativa) requieren menos trabajo cuando operan reversiblemente (figura 6-56).

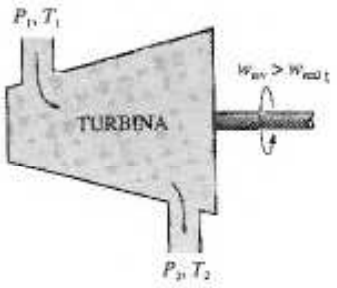


FIGURA 6-56
Una turbina reversible entrega más trabajo que una irreversible si ambas operan entre los mismos estados extremos.

6-12 ■ MINIMIZACIÓN DEL TRABAJO DEL COMPRESOR

En la sección 6-11 se demostró que la entrada de trabajo en un compresor se minimiza cuando el proceso de compresión tiene una ejecución internamente reversible. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables, el trabajo del compresor está dado por (ecuación 6-52).

$$w_{rev} = -\int_1^2 v\, dP$$

Una forma obvia de minimizar el trabajo del compresor es aproximarlo tanto como sea posible a un proceso internamente reversible con lo cual se minimizan irreversibilidades como la fricción, la turbulencia y la compresión en no cuasiequilibrio. El grado en que puede lograrse está limitado por consideraciones económicas. Una segunda (y más práctica) manera de reducir el trabajo del compresor es mantener el volumen específico del gas tan pequeño como sea posible durante el proceso de compresión. Lo cual se logra si se mantiene la temperatura del gas en el valor más bajo posible durante la compresión, puesto que el volumen específico de un gas es proporcional a la temperatura. Por tanto, reducir la entrada de trabajo a un compresor requiere que el gas se enfríe cuando se comprime.

Para una mejor comprensión del efecto de enfriamiento durante el proceso de compresión, compare los requerimientos de entrada de trabajo para tres tipos de procesos: *un proceso isentrópico* (no implica enfriamiento), *un proceso politrópico* (incluye un poco de enfriamiento) y *un proceso isotérmico* (incluye bastante enfriamiento). Si se asume que los tres procesos se realizan entre los mismos niveles de presión (P_1 y P_2), de un modo internamente reversible y que el gas se comporta como un gas ideal ($Pv = RT$), observará que el trabajo de compresión se determina con la integración en la ecuación 6-52 para cada caso, con los siguientes resultados:

Isentrópico (Pv^k = constante):

$$w_{comp} = \frac{kR(T_1 - T_2)}{k - 1} = \frac{kRT_1}{k - 1}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}\right] \qquad (6\text{-}57a)$$

Politrópico (Pv^n = constante):

$$w_{comp} = \frac{nR(T_1 - T_2)}{n - 1} = \frac{nRT_1}{n - 1}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}\right] \qquad (6\text{-}57b)$$

Isotérmico (Pv = constante):

$$w_{comp} = RT \ln \frac{P_1}{P_2} \qquad (6\text{-}57c)$$

Los tres procesos se grafican sobre un diagrama P-v en la figura 6-57 para el mismo estado inicial y presión de salida. Sobre un diagrama P-v, el área a la izquierda de la curva del proceso es la integral de $v\,dP$. De manera que es una medida del trabajo de compresión de flujo permanente. Es interesante observar en este diagrama que de los tres casos considerados, la compresión adiabática (Pv^k = constante) requiere el trabajo máximo y que la compresión isotérmica (T = constante o Pv = constante) requiere el mínimo. El requerimiento de entrada de trabajo para el caso politrópico (Pv^n = constante) se encuentra entre estos dos y disminuye cuando desciende el exponente politrópico n, lo cual aumenta el rechazo de calor durante el proceso de compresión. Si se extrae suficiente calor, el valor de n se aproxima a la unidad y el proceso se vuelve isotérmico. Una manera común de enfriar el gas durante la compresión es utilizar camisas de enfriamiento alrededor de la caja de los compresores.

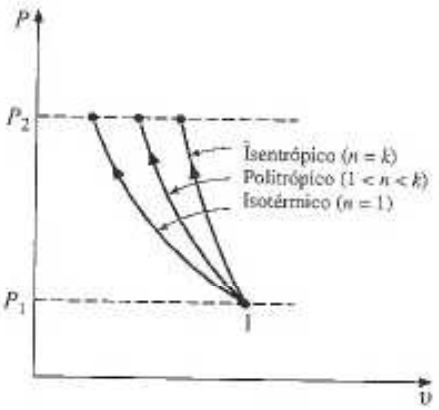


FIGURA 6-57
Diagramas P-v de procesos de compresión isentrópica, politrópica e isotérmica entre los mismos límites de presión.

Compresión de etapas múltiples con interenfriamiento

A partir de los argumentos anteriores se deduce que enfriar un gas cuando se comprime es deseable puesto que reduce la entrada de trabajo requerida en el compresor. Sin embargo, con frecuencia no es posible tener un enfriamiento efectivo mediante la carcasa del compresor y es necesario emplear otras técnicas para lograrlo. Una de esas técnicas es la **compresión de etapas múltiples con interenfriamiento**, donde el gas se comprime en etapas y se enfría entre cada una de ellas al pasar por un intercambiador denominado *interenfriador*. En teoría, el proceso de enfriamiento sucede a presión constante, y el gas se enfría hasta la temperatura inicial T_1 en cada interenfriador. La compresión de etapas múltiples con interenfriamiento es muy atractiva cuando un gas se va a comprimir a presiones muy elevadas.

El efecto del interenfriamiento en el trabajo del compresor se ilustra en los diagramas P-v y T-s de la figura 6-58 para un compresor de dos etapas. El gas se comprime en la primera etapa de P_1 hasta una presión intermedia P_x, se enfría a presión constante hasta la temperatura inicial T_1 y se comprime en la segunda etapa hasta la presión final P_2. El proceso de compresión, en general, puede modelarse como politrópico (Pv^n = constante) donde el valor de n varía entre k y 1. El área sombreada sobre el diagrama P-v representa el trabajo ahorrado

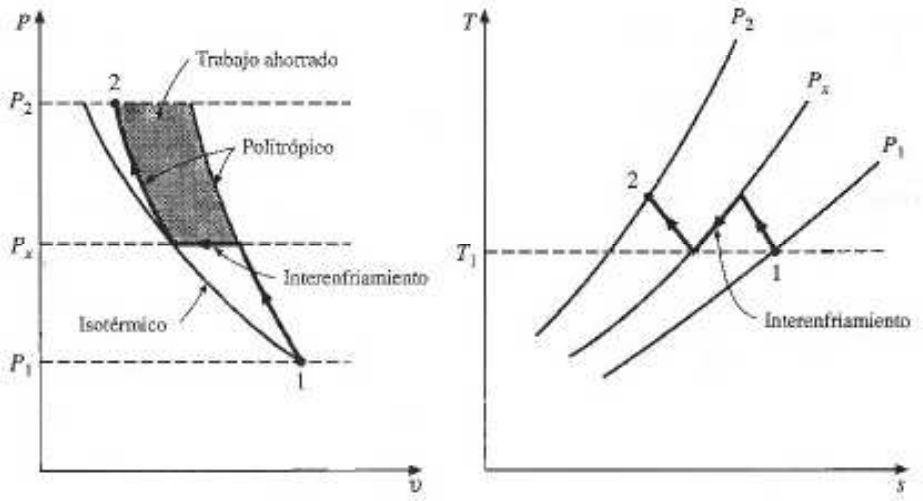


FIGURA 6-58
Diagramas P-v y T-s para un proceso de compresión de flujo permanente de dos etapas.

como consecuencia de la compresión de dos etapas con interenfriamiento. Como comparación también se muestran las trayectorias para los procesos isotérmico y politrópico de una sola etapa.

El tamaño del área sombreada (la entrada de trabajo ahorrada) varía con el valor de la presión intermedia P_x y es de interés práctico determinar las condiciones bajo las cuales se maximiza. La entrada de trabajo total para un compresor de dos etapas es la suma de las entradas de trabajo para cada etapa de compresión según se determina mediante la ecuación 6-57*b*:

$$\begin{aligned} W_{\text{comp}} &= W_{\text{comp, I}} + W_{\text{comp, II}} \\ &= \frac{nRT_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{(n-1)/n}\right] + \frac{nRT_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_x}\right)^{(n-1)/n}\right] \end{aligned}$$

La única variable en esta ecuación es P_x. El valor de P_x que minimizará el trabajo total se determina cuando se diferencia esta expresión de P_x y se iguala la expresión resultante a cero. Lo cual produce

$$P_x = (P_1 P_2)^{1/2} \quad \text{o} \quad \frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x} \tag{6-58}$$

Es decir, *para ahorros máximos de la entrada de trabajo, la razón de presiones a través de cada etapa del compresor debe ser la misma.* Cuando esta condición se satisface, el trabajo de compresión en cada etapa se vuelve idéntico, esto es, $W_{\text{comp, I}} = W_{\text{comp, II}}$.

EJEMPLO 6-17

Por medio de un compresor reversible se comprime aire permanentemente, desde un estado de entrada de 100 kPa y 300 K hasta una presión de salida de 900 kPa. Determine el trabajo del compresor por unidad de masa para *a*) compresión isentrópica con $k = 1.4$, *b*) compresión politrópica con $n = 1.3$, *c*) compresión isotérmica, y *d*) compresión ideal de dos etapas con interenfriamiento y un exponente politrópico de 1.3.

Solución Un dibujo esquemático del sistema y el diagrama P-v de los procesos de compresión se presentan en la figura 6-59. En las condiciones es-

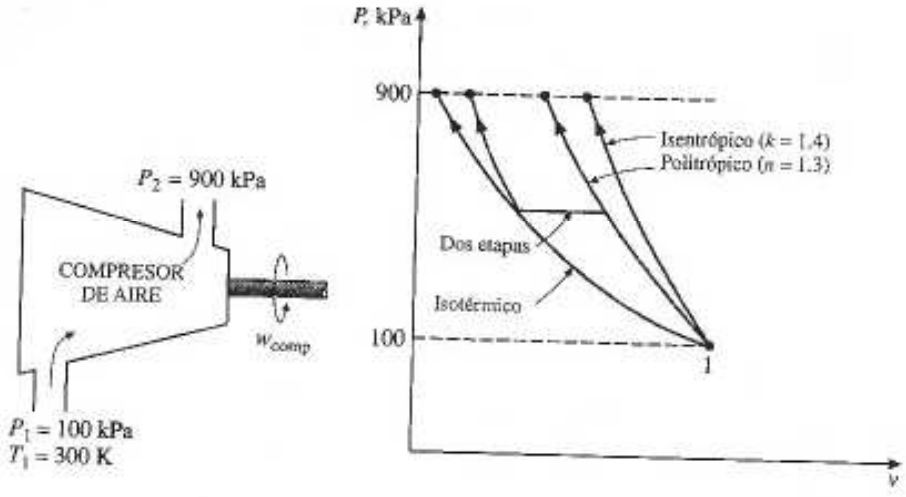


FIGURA 6-59
Dibujo esquemático y diagrama P-v para el ejemplo 6-17.

pecificadas el aire puede tratarse como un gas ideal ya que se encuentra a alta temperatura y baja presión respecto de sus valores de punto crítico (T_{cr} = −147°C y P_{cr} = 3 390 kPa para el nitrógeno, el principal constituyente del aire).

El trabajo de compresión de flujo permanente para estos cuatro casos se determina mediante las relaciones desarrolladas antes en esta sección:

a) Compresión isentrópica con $k = 1.4$ (ecuación 6-57*a*):

$$w_{comp} = \frac{kRT_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}\right]$$

$$= \frac{(1.4)[0.287\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}](300\ \text{K})}{1.4-1}\left[1 - \left(\frac{900\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{(1.4-1)/1.4}\right]$$

$$= \mathbf{-263.2\ kJ/kg}$$

b) Compresión politrópica con $n = 1.3$ (ecuación 6-57*b*):

$$w_{comp} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}\right]$$

$$= \frac{(1.3)[(0.287\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}](300\ \text{K})}{1.3-1}\left[1 - \left(\frac{900\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{(1.3-1)/1.3}\right]$$

$$= \mathbf{-246.4\ kJ/kg}$$

c) Compresión isotérmica (ecuación 6-57*c*):

$$w_{comp} = RT\ln\frac{P_2}{P_1} = [0.287\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}](300\ \text{K})\ln\frac{100\ \text{kPa}}{900\ \text{kPa}}$$

$$= \mathbf{-189.2\ kJ/kg}$$

d) Compresión ideal de dos etapas con interenfriamiento ($n = 1.3$): En este caso, la razón de presión en cada etapa es la misma y su valor se determina con la ecuación 6-58:

$$P_x = (P_1P_2)^{1/2} = [(100\ \text{kPa})(900\ \text{kPa})]^{1/2} = 300\ \text{kPa}$$

El trabajo del compresor en cada etapa es también el mismo. De modo que el trabajo total del compresor es el doble del trabajo de compresión para una sola etapa:

$$W_{comp} = 2W_{comp,\,I} = 2\frac{nRT_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{(n-1)/n}\right]$$

$$= \frac{2(1.3)[0.287\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}](300\ \text{K})}{1.3-1}\left[1-\left(\frac{300\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{(1.3-1)/1.3}\right]$$

$$= -215.3\ \text{kJ/kg}$$

Por tanto, del total de los cuatro casos considerados la compresión isotérmica requiere el mínimo trabajo y la compresión isentrópica el máximo. El trabajo del compresor se reduce cuando se utilizan dos etapas de compresión politrópica en vez de una sola. Conforme el número de etapas del compresor aumenta, el trabajo del mismo se aproxima al valor obtenido en el caso isotérmico.

6-13 ■ EFICIENCIAS ADIABÁTICAS DE ALGUNOS DISPOSITIVOS DE FLUJO PERMANENTE

Se ha mencionado en varias ocasiones que las irreversibilidades son inherentes a todos los procesos reales y que su efecto siempre es degradar el rendimiento de los dispositivos. En análisis de ingeniería, sería muy deseable tener algunos parámetros que permitieran expresar cuantitativamente el grado de degradación de energía en estos dispositivos. En el capítulo 5 se obtuvieron para dispositivos cíclicos, como máquinas térmicas y refrigeradores, al comparar los ciclos reales con los idealizados, como el ciclo de Carnot. Un ciclo compuesto completamente por procesos reversibles sirvió como el *ciclo modelo* con el cual los ciclos reales podían compararse. Este ciclo modelo e ideal permitió establecer los límites teóricos de rendimiento para dispositivos cíclicos bajo condiciones específica y examinar cómo el rendimiento de los dispositivos reales es afectado como consecuencia de las irreversibilidades.

Ahora se extenderá el análisis a dispositivos de ingeniería discretos que trabajan bajo condiciones de flujo permanente: turbinas, compresores y toberas, y se examinará el grado de degradación de energía en estos dispositivos como consecuencia de las irreversibilidades. Pero antes es necesario definir un proceso ideal que servirá como un modelo para los procesos reales.

Aunque un poco de transferencia de calor entre estos dispositivos y el medio de los alrededores es inevitable, la mayor parte de los dispositivos de flujo permanente se proponen para operar bajo condiciones adiabáticas. Por tanto, el proceso modelo debe ser uno adiabático. Además, un proceso ideal no debe incluir irreversibilidades puesto que el efecto de éstas siempre es degradar el rendimiento de los dispositivos de ingeniería. De modo que el proceso ideal que sirve como un modelo adecuado para la mayor parte de los dispositivos de flujo permanente es el proceso *isentrópico* (figura 6-60).

Cuanto más cerca se aproxima el proceso real al proceso isentrópico idealizado, tanto mejor se desempeñará el dispositivo. Por ello sería deseable tener un

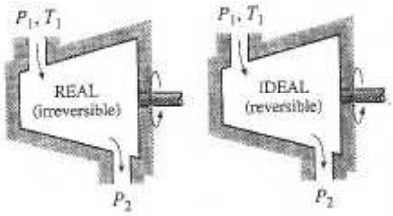


FIGURA 6-60
Los procesos isentrópicos no incluyen irreversibilidades y sirven como el proceso ideal para los dispositivos adiabáticos.

parámetro que exprese cuantitativamente qué tan eficiente es el acercamiento de un dispositivo real a uno idealizado. Este parámetro es la **eficiencia isentrópica** o **adiabática**, que es una medida de la desviación que tiene del proceso real de los idealizados correspondientes.

Las eficiencias adiabáticas se definen de manera diferente para distintos dispositivos, porque cada uno de ellos se conforma para efectuar tareas diferentes. A continuación se definen las eficiencias adiabáticas de turbinas, compresores y toberas al comparar el rendimiento real de estos dispositivos con su rendimiento bajo condiciones isentrópicas para el mismo estado de entrada y presión de salida.

Eficiencia adiabática de turbinas

En una turbina bajo operación permanente, el estado de entrada del fluido de trabajo y la presión de escape son fijos. En consecuencia, el proceso ideal para una turbina adiabática es uno isentrópico entre el estado de entrada y la presión de escape. La salida deseada de una turbina es el trabajo producido, y la **eficiencia adiabática de una turbina** se define como *la razón entre la salida de trabajo real de la turbina y la salida de trabajo que habría alcanzado si el proceso entre el estado de entrada y la presión de salida fuera isentrópico*:

$$\eta_T = \frac{\text{trabajo real de la turbina}}{\text{trabajo isentrópico de la turbina}} = \frac{w_a}{w_s} \tag{6-59}$$

Casi siempre los cambios en las energías cinética y potencial asociados con una corriente de fluido que fluye por una turbina son pequeños en comparación con el cambio en la entalpía y pueden omitirse. Entonces, la salida de trabajo de una turbina adiabática viene a ser el simple cambio en la entalpía, y la relación anterior para este caso se expresa como

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \tag{6-60}$$

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en el estado de salida para los procesos real e isentrópico, respectivamente. Los procesos real e isentrópico en una turbina se muestran en la figura 6-61.

El valor de η_T depende en gran medida del diseño de los componentes individuales que integran la turbina. Las grandes y bien diseñadas turbinas tienen eficiencias adiabáticas superiores a 90 por ciento. Sin embargo, en turbinas pequeñas, disminuyen incluso por abajo de 70 por ciento. El valor de la eficiencia adiabática de una turbina se determina con la medición de su salida de trabajo real y el cálculo de la salida de trabajo isentrópica para las condiciones de entrada y la presión de salida medidas. Este valor se emplea de manera conveniente en el diseño de centrales eléctricas.

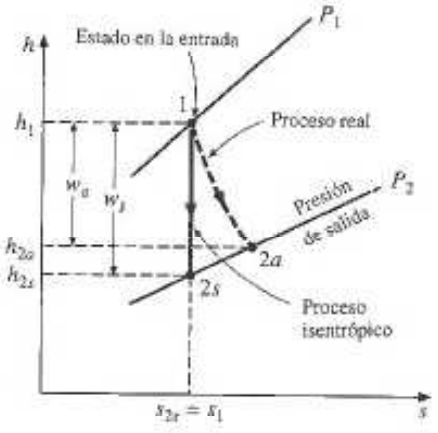


FIGURA 6-61
Diagrama *h-s* para los procesos real e isentrópico de una turbina adiabática.

EJEMPLO 6-18

En una turbina adiabática entra vapor permanentemente a 3 MPa y 400°C y sale a 50 kPa y 100°C. Si la salida de potencia de la turbina es 2 MW y el cambio en la energía cinética del vapor es despreciable, determine *a)* la eficiencia adiabática de la turbina y *b)* la relación de flujo de masa del vapor que fluye por la turbina.

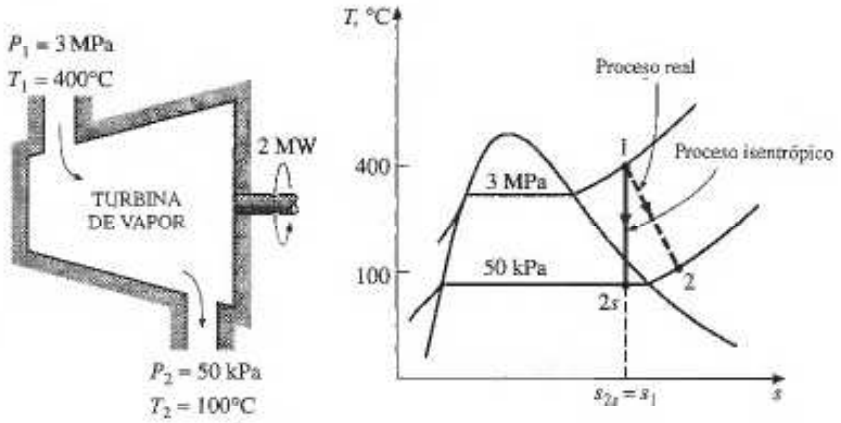


FIGURA 6-62
Dibujo esquemático y diagrama *T-s* para el ejemplo 6-18.

Solución a) Un dibujo esquemático del sistema y el diagrama *T-s* del proceso se presentan en la figura 6-62. La turbina es adiabática y los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables; por ello, la eficiencia adiabática puede determinarse con la ecuación 6-60. Pero primero debe encontrar las entalpías en diversos estados:

$$\text{Estado 1:}\quad \left.\begin{matrix} P_1 = 3\ \text{MPa} \\ T_1 = 400°C \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_1 = 3230.9\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 6.9212\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{matrix} \quad \text{(Tabla A-6)}$$

$$\text{Estado 2a:}\quad \left.\begin{matrix} P_{2a} = 50\ \text{kPa} \\ T_{2a} = 100°C \end{matrix}\right\} \quad h_{2a} = 2682.5\ \text{kJ/kg} \quad \text{(Tabla A-6)}$$

La entalpía de salida del vapor para el proceso isentrópico h_{2s} se determina del requerimiento de que la entropía del vapor permanezca constante ($s_{2s} = s_1$):

$$\text{Estado 2s:}\quad \begin{matrix} P_{2s} = 50\ \text{kPa} \\ (s_{2s} = s_1) \end{matrix} \longrightarrow \begin{matrix} s_f = 1.0910\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)} \\ s_g = 7.5939\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{matrix} \quad \text{(Tabla A-5)}$$

Es obvio que, al final del proceso isentrópico el vapor existirá como una mezcla saturada líquido-vapor pues $s_f < s_{2s} < s_g$. Así, primero necesita encontrar la calidad en el estado 2*s*:

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.9212 - 1.0910}{6.5029} = 0.897$$

Y $$h_{2s} = h_f + x_{2s}h_{fg} = 340.49 + 0.897(2305.4)\ \text{kJ/kg} = 2407.4\ \text{kJ/kg}$$

Al sustituir estos valores de entalpía en la ecuación 6-60, se determina que la eficiencia adiabática de esta turbina será:

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{3230.9 - 2682.5}{3230.9 - 2407.4} = 0.667 \text{ o } 66.7\%$$

b) La relación de flujo de masa del vapor por la turbina se obtiene a partir de la relación de la conservación de la energía para sistemas de flujo permanente (ecuación 4-21):

$$\cancel{\dot{Q}}^{0} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \cancel{\Delta ke}^{0} + \cancel{\Delta pe}^{0})$$

$$\dot{W} = \dot{m}(h_1 - h_{2a})$$

$$2\ \text{MW}\left(\frac{1000\ \text{kJ/s}}{1\ \text{MW}}\right) = \dot{m}(3230.9 - 2682.5)\ \text{kJ/kg}$$

$$\dot{m} = 3.65\ \text{kg/s}$$

Eficiencia adiabática de compresores y bombas

Es definida como *la razón entre el trabajo de entrada requerido para elevar la presión de un gas a un valor específico de una manera isentrópica y el trabajo de entrada real:*

$$\eta_C = \frac{\text{trabajo isentrópico del compresor}}{\text{trabajo real del compresor}} = \frac{w_s}{w_a} \qquad (6\text{-}61)$$

Advierta que la eficiencia del compresor adiabático se define con la *entrada de trabajo isentrópico en el numerador* en vez de en el denominador. Debido a que w_s es una cantidad más pequeña que w_a, y esta definición evita que η_C se vuelva mayor a 100 por ciento, lo que implicaría erróneamente que los compresores reales se desempeñan mejor que los isentrópicos. Observe también que las condiciones de entrada y la presión de salida del gas son las mismas, tanto para el compresor real como para el isentrópico.

Cuando los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables, el trabajo de entrada para un compresor adiabático se vuelve igual al cambio en la entalpía, y la ecuación 6-61 en este caso se transforma en

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \qquad (6\text{-}62)$$

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de entalpía en el estado de salida para los procesos de compresión real e isentrópico respectivamente, como ilustra la figura 6-63. También en este caso el valor de η_C depende en gran medida del diseño del compresor. Los compresores bien diseñados tienen eficiencias adiabáticas que varían de 75 a 85 por ciento.

Cuando los cambios en las energías potencial y cinética de un líquido pueden ignorarse, la eficiencia adiabática de una bomba se define como

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_{2a} - h_1} \qquad (6\text{-}63)$$

Cuando no se intenta enfriar el gas al momento de comprimirlo, el proceso de compresión real es casi adiabático y el proceso adiabático (isentrópico) reversible sirve bien como un proceso ideal. Pero algunas veces los *compresores se enfrían de modo intencional* mediante aletas o camisas de agua alrededor de la carcasa para reducir los requerimientos de la entrada de trabajo (figura 6-64). En este caso, el proceso isentrópico no es adecuado como el proceso modelo puesto que el dispositivo ya no es adiabático y la eficiencia del compresor

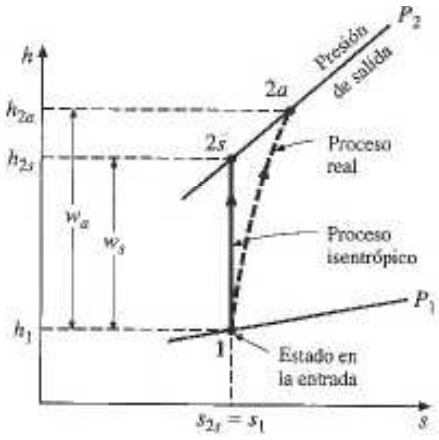


FIGURA 6-63
El diagrama *h-s* de los procesos real e isentrópico de un compresor adiabático.

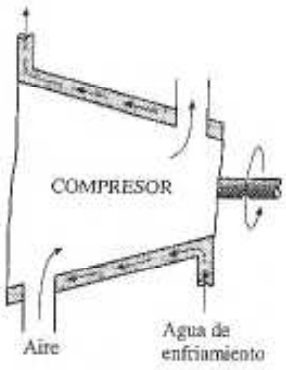


FIGURA 6-64
En ocasiones los compresores se enfrían intencionalmente para minimizar la entrada de trabajo.

adiabático definida antes no tiene sentido. Un proceso modelo realista para compresores que se enfrían intencionalmente durante el proceso de compresión es el *isotérmico reversible*. Entonces es posible definir de forma conveniente una **eficiencia isotérmica** para esos casos si compara el proceso real con uno isotérmico reversible:

$$\eta_C = \frac{W_t}{W_a}$$

donde W_t y W_a son las entradas de trabajo requeridas para el compresor en los casos isotérmico reversible y real, respectivamente.

EJEMPLO 6-19

Mediante un compresor adiabático se comprime aire de 100 kPa y 12°C a una presión de 800 kPa a una relación permanente de 0.2 kg/s. Si la eficiencia adiabática del compresor es 80 por ciento, determine *a)* la temperatura de salida del aire, y *b)* la entrada de potencia requerida en el compresor.

Solución Un dibujo esquemático del sistema y el diagrama *T-s* del proceso se muestran en la figura 6-65. En las condiciones especificadas, el aire puede tratarse como un gas ideal en vista de que está a elevada temperatura y baja presión respecto de sus valores de punto crítico ($T_{cr} = -147$°C y $P_{cr} = 3\,390$ kPa para el nitrógeno, el principal constituyente del aire).

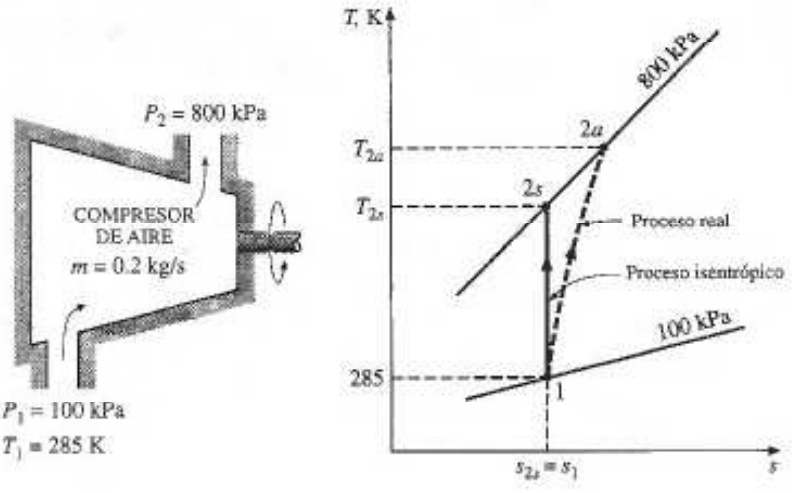


FIGURA 6-65
Dibujo esquemático y diagrama *T-s* para el ejemplo 6-19.

a) Sólo se conoce una propiedad (presión) en el estado de salida y es necesario conocer una más para fijar el estado y determinar así la temperatura de salida. En este caso la propiedad que puede determinarse con mínimo esfuerzo es h_{2a} pues se brinda la eficiencia adiabática del compresor. Desprecie los cambios en la energía cinética y potencial del aire, y verá que la eficiencia adiabática de este compresor se relaciona con las entalpías por medio de la ecuación 6-62.

La entalpía de un gas ideal es sólo función de la temperatura, y h_1 se determina fácilmente de la tabla del aire a la temperatura de entrada:

$$T_1 = 285\ \text{K} \longrightarrow h_1 = 285.14\ \text{kJ/kg} \quad (P_{r1} = 1.1584) \qquad \text{(Tabla A-17)}$$

Ahora se necesita determinar h_{2s}, la entalpía del aire al final del proceso de compresión isentrópico. Emplee una de las relaciones isentrópicas de gases ideales, como la ecuación 6-49:

$$P_{r2} = P_{r1}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = 1.1584\left(\frac{800\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right) = 9.2672$$

y $$P_{r2} = 9.2672 \longrightarrow h_{2s} = 517.05\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-17)}$$

(También se podría determinar T_{2s} con la ecuación 6-45 si se asumen calores específicos constantes para el aire.)

Al sustituir las cantidades conocidas en la ecuación 6-62, se tiene

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \longrightarrow 0.80 = \frac{(517.05 - 285.14)\ \text{kJ/kg}}{(h_{2a} - 285.14)\ \text{kJ/kg}}$$

Así, $$h_{2a} = 575.03\ \text{kJ/kg} \longrightarrow T_{2a} = \mathbf{569.5\ K} \qquad \text{(Tabla A-17)}$$

b) La potencia de entrada requerida en el compresor se determina mediante la relación de la conservación de la energía para dispositivos de flujo permanente, ecuación 4-21:

$$\cancelto{0}{\dot{Q}_a} - \dot{W}_a = \dot{m}(\Delta h + \cancelto{0}{\Delta ec} + \cancelto{0}{\Delta ep})_a$$

la cual, bajo las suposiciones establecidas, se reduce a

$$\begin{aligned}\dot{W}_a &= -\dot{m}(h_{2a} - h_1)\\ &= -(0.2\ \text{kg/s})[(575.03 - 285.14)\ \text{kJ/kg}]\\ &= \mathbf{-58.0\ kW}\end{aligned}$$

Observe que al determinar la potencia de entrada para el compresor, se utiliza h_{2a} en lugar de h_{2s} en vista de que h_{2a} es la entalpía real del aire cuando éste sale del compresor. La cantidad h_{2s} es un valor de entalpía hipotético que tendría el aire si el proceso fuera isentrópico.

Eficiencia adiabática de toberas

Las toberas son dispositivos esencialmente adiabáticos y se utilizan para acelerar un fluido. Por consiguiente, el proceso isentrópico sirve como un modelo adecuado para las toberas. La **eficiencia adiabática de una tobera** se define como *la razón entre la energía cinética real del fluido a la salida de la tobera y el valor de energía cinética a la salida de una tobera isentrópica para el mismo estado inicial y presión de salida.* Es decir,

$$\eta_N = \frac{\text{EC real en la salida de la tobera}}{\text{EC isentrópica en la salida de la tobera}} = \frac{\mathbf{V}_{2a}^2}{\mathbf{V}_{2s}^2} \qquad (6\text{-}64)$$

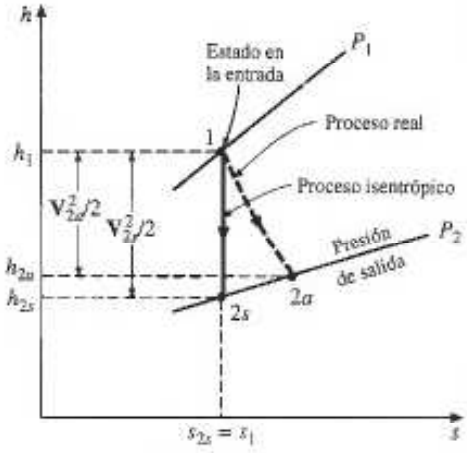


FIGURA 6-66
El diagrama *h-s* de los procesos real e isentrópico de una tobera adiabática.

Observe que la presión de salida es la misma tanto para el proceso real como para el isentrópico, pero que el estado de salida es diferente.

Las toberas no incluyen interacciones de trabajo y el fluido experimenta poco o ningún cambio en su energía potencial cuando fluye por el dispositivo. Si, además, la velocidad de entrada del fluido es pequeña respecto de la velocidad de salida, la relación de la conservación de la energía (ecuación 4-22) para este dispositivo de flujo permanente se reduce a

$$0 = h_{2a} - h_1 + \frac{\mathbf{V}_{2a}^2 - 0}{2}$$

En ese caso, la eficiencia adiabática de una tobera se expresa en términos de las entalpías como

$$\eta_N \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \tag{6-65}$$

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de entalpía en la salida de la tobera para los procesos real e isentrópico, respectivamente (figura 6-66). Las eficiencias adiabáticas de las toberas están por lo general arriba de 90 por ciento y no son infrecuentes eficiencias de toberas superiores a 95 por ciento.

EJEMPLO 6-20

En una tobera adiabática entra aire a 200 kPa y 950 K, a baja velocidad, y se descarga a una presión de 80 kPa. Si la eficiencia adiabática de la tobera es de 92 por ciento, determine *a*) la máxima velocidad de salida posible, *b*) la temperatura de salida, y *c*) la velocidad real del aire. Suponga calores específicos constantes para el aire.

Solución En la figura 6-67 se incluye un dibujo esquemático del sistema y el diagrama *T-s* del proceso. Bajo las condiciones especificadas, el aire puede tratarse como un gas ideal porque está a alta temperatura y baja presión respecto de sus valores de punto crítico ($T_{cr} = -147°C$ y $P_{cr} = 3390$ kPa para el nitrógeno, principal constituyente del aire). La temperatura del aire disminuirá durante este proceso de aceleración debido a que una parte de su energía interna se convierte en energía cinética. Este problema se resuelve con exactitud al utilizar datos de propiedades de la tabla del aire. Pero asuma calores específicos constantes (así sacrifica algo de precisión) para demostrar su uso. Suponga que la temperatura promedio del aire será aproximadamente de 800 K. En ese caso se de-

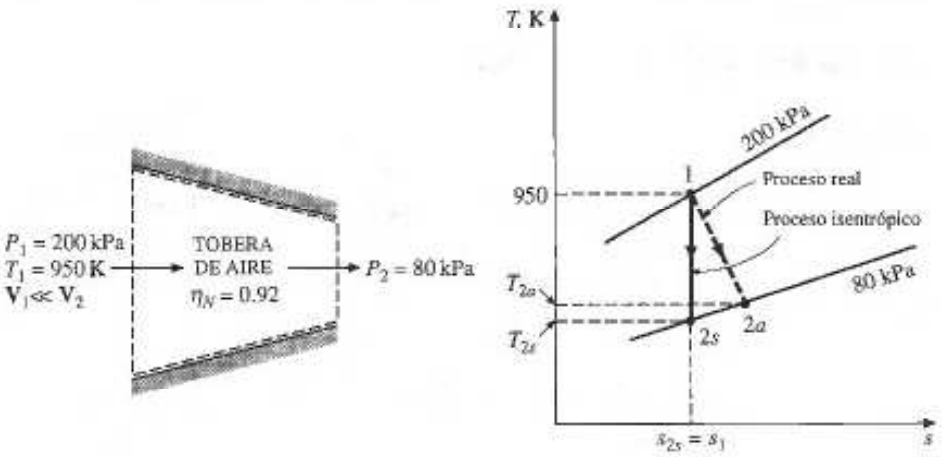


FIGURA 6-67
Dibujo esquemático y diagrama *T-s* para el ejemplo 6-20.

termina de la tabla A-2*b* que los valores promedio de C_p y k a esta temperatura promedio pronosticada serán $C_p = 1.099$ kJ/(kg · K) y $k = 1.354$.

a) La velocidad de salida del aire será máxima cuando el proceso en la tobera no incluya irreversibilidades. La velocidad de salida en este caso se determina mediante la ecuación de la energía de flujo permanente. Sin embargo, primero necesita determinar la temperatura de salida. En el proceso isentrópico de un gas ideal con calores específicos constantes, las temperaturas y presiones se relacionan por medio de la ecuación 6-45:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

o
$$T_{2s} = T_1\left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (950\text{ K})\left(\frac{80\text{ kPa}}{200\text{ kPa}}\right)^{0.354/1.354} = 748\text{ K}$$

Esto da una temperatura promedio de 849 K, que es un poco menor que la temperatura promedio supuesta (800 K). Este resultado podría ser más exacto si se reevalúa el valor k a 749 K y repite los cálculos, pero no se garantiza que las dos temperaturas promedio sean lo suficientemente cercanas (hacerlo así cambiaría la temperatura en sólo 1.5 K, lo cual no es significativo).

Después, determine la velocidad de salida isentrópica del aire al simplificar la relación de energía de flujo permanente (ecuación 4-22) para este proceso isentrópico:

$$\cancel{q_s}^{\,0} - \cancel{w_s}^{\,0} = \Delta h + \Delta ec + \cancel{\Delta ep}^{\,0}$$

$$0 = C_{p,\,pro}(T_{2s} - T_1) + \frac{\mathbf{V}_{2s}^2 - 0}{2}$$

o
$$\mathbf{V}_{2s} = \sqrt{2C_{p,\,pro}(T_1 - T_{2s})}$$

$$= \sqrt{2[1.099\text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}][(950 - 748)\text{ K}]\left(\frac{1\,000\text{ m}^2/\text{s}^2}{1\text{ kJ/kg}}\right)}$$

$$= \mathbf{666\text{ m/s}}$$

b) La temperatura de salida real del aire será más alta que la temperatura de salida isentrópica evaluada antes, y se determina a partir de la ecuación 6-65. Para calores específicos constantes,

$$\eta_N \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{C_{p,\,pro}(T_1 - T_{2a})}{C_{p,\,pro}(T_1 - T_{2s})}$$

o
$$0.92 = \frac{950 - T_{2a}}{950 - 748} \longrightarrow \mathbf{T_{2a} = 764\text{ K}}$$

Es decir, la temperatura será 16 K más elevada en la salida de la tobera real como consecuencia de irreversibilidades como la fricción. Esto representa una pérdida puesto que el aumento en la temperatura se da a expensas de la energía cinética (figura 6-68).

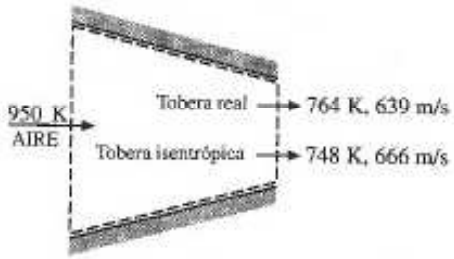


FIGURA 6-68
Una sustancia sale de una tobera real a una temperatura más alta (y por ello a menor velocidad) como resultado de la fricción.

c) La velocidad de salida real del aire puede determinarse de la definición de eficiencia adiabática (ecuación 6-64):

$$\eta_N = \frac{\mathbf{V}_{2a}^2}{\mathbf{V}_{2s}^2} \longrightarrow \mathbf{V}_{2a} = \sqrt{\eta_N \mathbf{V}_{2s}^2} = \mathbf{639\text{ m/s}}$$

6-14 ■ RESUMEN

La segunda ley de la termodinámica conduce a la definición de una nueva propiedad llamada *entropía*, que es una medida cuantitativa del desorden microscópico en un sistema. La definición de entropía parte de la *desigualdad de Clausius*, dada por

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \qquad \text{(kJ/K)} \tag{6-1}$$

donde la igualdad se cumple para procesos interna y totalmente reversibles y la desigualdad en procesos irreversibles. Cualquier cantidad cuya integral cíclica sea cero es una propiedad, y la entropía se define como

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \qquad \text{(kJ/K)} \tag{6-4}$$

El *cambio de entropía* durante un proceso se obtiene integrando esta relación:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \qquad \text{(kJ/K)} \tag{6-5}$$

En general, no es fácil de efectuar esta integración porque se requiere conocer a Q como una función de T. En el caso especial de un proceso isotérmico internamente reversible, esta integración puede efectuarse con facilidad y producir

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0} \qquad \text{(kJ/K)} \tag{6-6}$$

La parte de la desigualdad en la desigualdad de Clausius combinada con la definición de entropía produce una desigualdad que se conoce como el *principio del incremento de entropía*:

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T}$$

o

$$\Delta S_{\text{aislado}} \geq 0 \tag{6-10}$$

o

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sis}} + \Delta S_{\text{alr}} \geq 0 \tag{6-11}$$

De modo que el cambio de entropía total durante un proceso es positivo (en procesos reales) o cero (en procesos reversibles). El cambio de entropía total en un proceso es la cantidad de entropía generada durante ese proceso (S_{gen}) y es igual a la suma del cambio de entropía del sistema y de los alrededores. La entropía de un sistema (sistema cerrado o volumen de control) o sus alrededores puede disminuir durante un proceso, pero la suma de estas dos nunca se reduce.

El cambio de la entropía es ocasionado por la transferencia de calor, el flujo de masa y las irreversibilidades. La transferencia de calor hacia un sistema aumenta la entropía y la transferencia de calor desde un sistema la reduce. El efecto de las irreversibilidades siempre es aumentar la entropía.

El *principio del incremento de la entropía en un sistema cerrado* se expresa como

$$S_{gen} = \Delta S_{total} = \Delta S_{sis} + \Delta S_{alr} \geq 0 \qquad \text{(kJ/K)}$$

donde

$$\Delta S_{sis} = S_2 - S_1 = m(s_2 - s_1) \qquad \text{(kJ/K)}$$

$$\Delta S_{alr} = \sum \frac{Q_R}{T_R} \qquad \text{(kJ/K)}$$

Cuando el sistema sólo intercambia calor con sus alrededores a la temperatura T_{alr} en la cantidad Q_{alr}, el cambio de entropía de los alrededores viene a ser $\Delta S_{alr} = Q_{alr}/T_{alr}$.

El *principio del incremento de la entropía en un volumen de control* que intercambia calor con varios depósitos de energía térmica a temperaturas T_R y relaciones de $\dot{Q}_R$ se expresa del modo siguiente:

1 *Forma general:*

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e + \frac{dS_{VC}}{dt} + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \qquad \text{(kW/K)} \qquad \text{(6-15)}$$

2 *Proceso de flujo uniforme:*

$$S_{gen} = (m_2 s_2 - m_1 s_1)_{VC} + \sum m_s s_s - \sum m_e s_e + \sum \frac{Q_R}{T_R} \geq 0 \qquad \text{(kJ/K)} \quad \text{(6-19)}$$

3 *Proceso de flujo permanente:*

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \geq 0 \qquad \text{(kW/K)} \qquad \text{(6-16)}$$

En un dispositivo de flujo permanente de una sola corriente que intercambia calor sólo con sus alrededores, la ecuación 6-16 se reduce a

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_s - s_e) + \frac{\dot{Q}_{alr}}{T_{alr}} \geq 0 \qquad \text{(kW/K)} \qquad \text{(6-17)}$$

o

$$s_{gen} = s_s - s_e + \frac{q_{alr}}{T_{alr}} \geq 0 \qquad \text{[kJ/(kg · K)]} \qquad \text{(6-18)}$$

En las relaciones anteriores $\dot{S}_{gen}$ es la *relación de generación de entropía* durante el proceso. La igualdad en estas relaciones se aplica a procesos reversibles y la desigualdad a irreversibles.

El valor de ΔS_{total} o S_{gen} puede utilizarse para determinar si un proceso es reversible, irreversible o imposible.

$$S_{gen} = \Delta S_{total} \begin{cases} > 0 & \text{proceso irreversible} \\ = 0 & \text{proceso reversible} \\ < 0 & \text{proceso imposible} \end{cases}$$

La tercera ley de la termodinámica establece que la entropía de una sustancia cristalina pura a la temperatura del cero absoluto es cero. Esta ley brinda un punto de referencia absoluto para la determinación de la entropía. La entropía determinada en este punto se denomina *entropía absoluta*.

La entropía es una propiedad y puede expresarse en términos de propiedades más familiares por medio de las relaciones $T\,ds$, expresada como

$$T\,ds = du + P\,dv \tag{6-23}$$

y

$$T\,ds = dh - v\,dP \tag{6-24}$$

Estas dos relaciones tienen muchos empleos en la termodinámica y sirven como el punto de partida en el desarrollo de relaciones de cambio de entropía para procesos. El usar con éxito las relaciones $T\,ds$ depende de la disponibilidad de relaciones de propiedades. Dichas relaciones no existen para una sustancia pura general, pero se disponen para sustancias incompresibles (sólidos y líquidos) y gases ideales.

El *cambio de entropía* y las *relaciones isentrópicas* para un proceso pueden resumirse como sigue:

1 *Sustancias puras:*

Cualquier proceso: $\Delta s = s_2 - s_1 \quad [\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}]$ (6-30)

Proceso isentrópico: $s_2 = s_1$ (6-31)

2 *Sustancias incompresibles:*

Cualquier proceso: $s_2 - s_1 = C_{\text{pro}} \ln \dfrac{T_2}{T_1} \quad [\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}]$ (6-33)

Proceso isentrópico: $T_2 = T_1$ (6-34)

3 *Gases ideales:*

a Calores específicos constantes (tratamiento aproximado):

Cualquier proceso:

$$s_2 - s_1 = C_{v,\text{pro}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad [\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}] \tag{6-37}$$

y

$$s_2 - s_1 = C_{p,\text{pro}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad [\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}] \tag{6-38}$$

O, en una base mol unitaria,

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{C}_{v,\text{pro}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R_u \ln \frac{v_2}{v_1} \quad [\text{kJ/(kmol} \cdot \text{K)}] \tag{6-39}$$

y

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{C}_{p,\text{pro}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \quad [\text{kJ/(kmol} \cdot \text{K)}] \tag{6-40}$$

Proceso isentrópico:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \tag{6-44}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \tag{6-45}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k} \tag{6-46}$$

b Calores específicos variables (tratamiento exacto):

Cualquier proceso:

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad [\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}] \qquad (6\text{-}42)$$

o

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{s}_2^\circ - \bar{s}_1^\circ - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad [\text{kJ/(kmol} \cdot \text{K)}] \qquad (6\text{-}43)$$

Proceso isentrópico:

$$s_2^\circ = s_1^\circ + R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad [\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}] \qquad (6\text{-}48)$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \qquad (6\text{-}49)$$

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{s=\text{const.}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}} \qquad (6\text{-}50)$$

donde P_r es la *presión relativa* y v_r es el *volumen específico relativo*. La función s° depende sólo de la temperatura.

El *trabajo de flujo permanente* para un proceso reversible puede expresarse en términos de las propiedades del fluido como

$$w_{\text{rev}} = -\int_1^2 v\, dP - \Delta\text{ec} - \Delta\text{ep} \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad (6\text{-}51)$$

En el caso de sustancias incompresibles (v = constante) se simplifica a

$$w_{\text{rev}} = v(P_1 - P_2) - \Delta\text{ec} - \Delta\text{ep} \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad (6\text{-}53)$$

El trabajo realizado durante un proceso de flujo permanente es proporcional al volumen específico. Por tanto, v debe mantenerse lo más pequeña posible durante un proceso de compresión para minimizar la entrada de trabajo y lo más grande posible durante un proceso de expansión para maximizar la salida de trabajo.

Las entradas de trabajo reversible en un compresor que comprime un gas ideal de T_1, P_1 a P_2 de manera isentrópica (Pv^k = constante), politrópica (Pv^n = constante) e isotérmica (Pv = constante) se determinan mediante integración en cada caso con los siguientes resultados:

Isentrópico:

$$w_{\text{comp}} = \frac{kR(T_1 - T_2)}{k-1} = \frac{kRT_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}\right] \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad (6\text{-}57a)$$

Politrópico:

$$w_{\text{comp}} = \frac{nR(T_1 - T_2)}{n-1} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}\right] \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad (6\text{-}57b)$$

Isotérmico:

$$w_{\text{comp}} = RT \ln \frac{P_1}{P_2} \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad (6\text{-}57c)$$

La entrada de trabajo en un compresor se reduce al utilizar compresión de múltiples etapas con interenfriamiento. Para lograr ahorros máximos en la entrada de trabajo, las razones de presiones en cada etapa del compresor deben ser iguales.

La mayor parte de los dispositivos de flujo permanente operan bajo condiciones adiabáticas y el proceso ideal para estos dispositivos es el isentrópico. El parámetro que describe qué tanta eficiencia tiene un dispositivo para aproximarse al dispositivo isentrópico correspondiente se llama *eficiencia isentrópica* o *adiabática*; la cual se define para turbinas, compresores y toberas del modo siguiente:

$$\eta_T = \frac{\text{trabajo real de la turbina}}{\text{trabajo isentrópico de la turbina}} = \frac{w_a}{w_s} \tag{6-59}$$

o

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \qquad \text{cuando } \Delta ec \cong \Delta ep \cong 0 \tag{6-60}$$

$$\eta_C = \frac{\text{trabajo isentrópico del compresor}}{\text{trabajo real del compresor}} = \frac{w_s}{w_a} \tag{6-61}$$

o

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \qquad \text{cuando } \Delta ec \cong \Delta ep \cong 0 \tag{6-62}$$

$$\eta_N = \frac{\text{EC real en la salida de la tobera}}{\text{EC isentrópica en la salida de la tobera}} = \frac{\mathbf{V}_{2a}^2}{\mathbf{V}_{2s}^2} \tag{6-64}$$

o

$$\eta_N \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \qquad \text{cuando } \mathbf{V}_1 \ll \mathbf{V}_{2a} \tag{6-65}$$

En las relaciones anteriores h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en el estado de salida para los procesos real e isentrópico, respectivamente.

REFERENCIAS Y LECTURAS SUGERIDAS

1 A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, Nueva York, 1988.

2 A. Bejan, *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow*, Wiley-Interscience, Nueva York, 1982.

3 W. Z. Black y J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, Nueva York, 1985.

4 J. B. Jones y G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2a. ed., Wiley, Nueva York, 1986.

5 M. J. Moran y H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Wiley, Nueva York, 1988.

6 W. C. Reynolds y H. C. Perkins, *Engineering Thermodynamics*, 2a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1977.

7 J. Rifkin, *Entropy*, The Viking Press, Nueva York, 1980.

8 G. J. Van Wylen y R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1985.

9 K. Wark, *Thermodynamics*, 5a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1988.

PROBLEMAS*

Desigualdad de Clausius

6-1C ¿Por qué la temperatura en la relación de la desigualdad de Clausius tiene que ser la temperatura absoluta?

6-2C ¿Por qué un ciclo para el cual $\oint \delta Q > 0$ viola la desigualdad de Clausius?

6-3 Una máquina térmica recibe 700 kJ de calor de una fuente de alta temperatura a 1 100 K y rechaza 500 kJ de ellos en un sumidero de baja temperatura a 310 K. Determine si esta máquina térmica viola la segunda ley de la termodinámica con base en *a*) la desigualdad de Clausius, y *b*) el principio de Carnot. También determine la generación de entropía para este proceso.

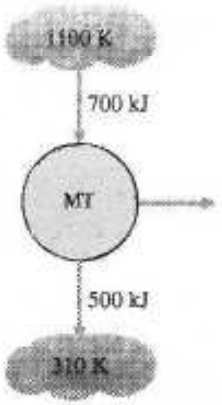


FIGURA P6-3

6-3E Una máquina térmica recibe 850 Btu de calor de una fuente de alta temperatura a 1 800 R y rechaza 500 Btu hacia un sumidero de baja temperatura a 550 R. Determine si esta máquina térmica viola la segunda ley de la termodinámica con base en *a*) la desigualdad de Clausius y *b*) el principio de Carnot. También determine la generación de entropía para este proceso.

6-4 Una máquina térmica recibe calor a una relación de 75 MJ/h de un horno a 1 300 K, rechaza el calor de desecho en el agua de un río a 290 K y tiene una potencia de salida de 8 kW. Determine si esta máquina térmica viola la segunda ley de la termodinámica con base en la desigualdad de Clausius y calcule la relación de generación de entropía.

6-5 Un refrigerador extrae calor del espacio refrigerado a 2°C y una relación de 300 kJ/min y desecha calor en el aire de la cocina a 26°C y una relación de 345 kJ/min. Determine si este refrigerador viola la segunda ley de la termodinámica con base en *a*) la desigualdad de Clausius, y *b*) el principio de Carnot. *Respuestas: a*) No, *b*) no

6-5E Un refrigerador extrae calor del espacio refrigerado a 35°F a una relación de 375 Btu/min y desecha calor en el aire de la cocina a 70°F y una relación de 450 Btu/min. Determine si este refrigerador viola la segunda ley de la termodinámica con base en *a*) la desigualdad de Clausius y *b*) el principio de Carnot.

6-6 Una bomba de calor que trabaja con aire suministra calor a una casa que se mantiene a 21°C a una relación de 75 000 kJ/h mientras consume 8 kW de potencia. Si la temperatura del aire exterior es –2°C, determine si esta bomba de calor viola la segunda ley de la termodinámica según la desigualdad de Clausius.

* Se recomienda a los estudiantes responder todas las preguntas "C" de concepto.

Entropía y principio del incremento de la entropía

6-7C ¿Una cantidad cuya integral cíclica es cero necesariamente es una propiedad?

6-8C ¿La integral cíclica del calor tiene que ser cero (es decir, un sistema tiene que rechazar tanto calor como el que recibe para completar un ciclo)? Explique.

6-9C ¿La integral cíclica del trabajo tiene que ser cero (es decir, un sistema tiene que producir tanto trabajo como el que consume para completar un ciclo)? Explique.

6-10C Un sistema se somete a un proceso entre dos estados fijos, primero de manera reversible y después de modo irreversible. ¿En cuál caso el cambio de la entropía es mayor? ¿Por qué?

6-11C ¿El valor de la integral $\int_1^2 \delta Q/T$ es el mismo para todos los procesos entre los estados 1 y 2? Explique.

6-12C ¿El valor de la integral $\int_1^2 \delta Q/T$ es el mismo para todos los procesos reversibles entre los estados 1 y 2? ¿Por qué?

6-13C Para determinar el cambio de la entropía en un proceso irreversible entre los estados 1 y 2, ¿la integral $\int_1^2 \delta Q/T$ debe efectuarse a lo largo de la trayectoria del proceso real o de una trayectoria reversible imaginaria? Explique.

6-14C ¿Un proceso isotérmico tiene que ser internamente reversible? Explique su respuesta con un ejemplo.

6-15C ¿Cómo se comparan los valores de la integral $\int_1^2 \delta Q/T$ para procesos reversible e irreversible entre los mismos estados extremos?

6-16C La entropía de una papa cocida caliente disminuye conforme se enfría, ¿es una violación del principio del aumento de la entropía? Explique.

6-17C ¿Es posible crear entropía? ¿Es posible destruirla?

6-18C El cambio de la entropía se define como

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}}$$

De acuerdo con esta relación, ¿es razonable concluir que la entropía de un sistema cerrado permanece constante durante un proceso adiabático?

6-19C Durante cierto proceso se afirma que han aumentado las entropías, tanto del sistema como de los alrededores. ¿Es una afirmación razonable?

6-20C Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene gas helio. Durante un proceso isotérmico reversible, la entropía del helio aumentará (*nunca, algunas veces, siempre*).

6-21C Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene gas nitrógeno. Durante un proceso adiabático reversible, la entropía del nitrógeno aumentará (*nunca, algunas veces, siempre*).

6-22C Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene vapor sobrecalentado. Durante un proceso adiabático real, la entropía del vapor aumentará (*nunca, algunas veces, siempre*).

6-23C La entropía del vapor (*aumentará, disminuirá, permanecerá igual*) cuando fluya a través de una turbina adiabática real.

6-24C La suma de los cambios de entropía de un sistema y sus alrededores es (*siempre, algunas veces, nunca*) negativa.

6-25C La entropía del fluido de trabajo de un ciclo de Carnot ideal (*aumenta, disminuye, permanece igual*) durante el proceso de adición de calor isotérmico.

6-26C La entropía del fluido de trabajo de un ciclo de Carnot ideal (*aumenta, disminuye, permanece igual*) durante el proceso de rechazo de calor isotérmico.

6-27C Durante un proceso de transferencia de calor, la entropía de un sistema (*siempre, algunas veces, nunca*) aumenta.

6-28C Durante un proceso reversible, las magnitudes de los cambios de la entropía de un sistema y sus alrededores son (*siempre, algunas veces, nunca*) iguales.

6-29C ¿Es posible que el cambio de la entropía de un sistema cerrado sea cero durante un proceso irreversible? Explique.

6-30C ¿Cuáles son los tres mecanismos diferentes que pueden provocar el cambio de la entropía de un volumen de control?

6-31C ¿Cómo afecta la transferencia de masa la entropía de un volumen de control?

6-32C Hay un volumen de control aislado lleno con un gas caliente. Después la válvula de admisión se abre y se deja que entre un poco de gas al volumen de control. ¿La entropía total del volumen de control (en kJ/K) aumentará, disminuirá o permanecerá igual como resultado de esta transferencia de masa?

6-33C En un tanque rígido y aislado que contiene una mezcla saturada de líquido-vapor de refrigerante 12, se produce una fuga en el fondo del tanque y un poco de refrigerante líquido se fuga. ¿La entropía total (en kJ/K) dentro del tanque rígido aumentará, disminuirá o permanecerá igual como consecuencia de la transferencia de masa? ¿Cómo se contestaría esta pregunta para la entropía específica [en kJ/(kg · K)] del refrigerante que permanece en el tanque? Explique.

6-34C Sí acelera vapor cuando éste fluye por una tobera adiabática real. ¿La entropía del vapor en la salida de la tobera será (*mayor, igual o menor que*) la entropía en la entrada de la tobera?

6-35C Considere una persona que organiza su cuarto y de ese modo disminuye la entropía del mismo. ¿Este proceso viola la segunda ley de la termodinámica?

6-36C Considere un árbol frutal que da frutos altamente organizados a partir de agua y un suelo altamente desorganizado, disminuyendo de ese modo la entropía de su localidad. ¿Este proceso viola la segunda ley de la termodinámica?

6-37C Considere una unidad armada cuyos soldados caminan al azar en un campo. De pronto se da una orden y los soldados se alinean de una manera muy organizada, disminuyendo la entropía. ¿Este proceso viola la segunda ley de la termodinámica? Explique.

6-38 Las superficies interior y exterior de una pared de ladrillos de 5 m × 6 m con 30 cm de espesor y conductividad térmica de 0.69 W/(m · °C) se mantiene a las temperaturas de 20°C y 5°C, respectivamente. Determine *a*) la relación de transferencia de calor a través de la pared, en W, y *b*) la relación de generación de entropía dentro de la pared.

6-39 Con fines de transferencia de calor, un hombre desnudo de pie puede modelarse como un cilindro vertical de 170 cm de largo y 30 cm de diámetro con sus superficies superior e inferior aisladas y con la superficie lateral a una temperatura promedio de 34°C. Para un coeficiente de transferencia de calor por convección de 15 W/(m² · °C), determine la relación de la pérdida de calor por convección de este hombre en un ambiente a 20°C. Determine también la relación de transferencia de entropía desde el cuerpo de esta persona que acompaña a la transferencia de calor, en W/K.

6-40 Se deja una plancha de 1 000 W sobre una mesa de hierro con su base expuesta al aire a 20°C. El coeficiente de transferencia de calor por convección entre la superficie de la base y el aire de los alrededores es 80 W/(m²·°C). Si la base tiene un área superficial de 0.02 m², determine *a*) la temperatura de la base de la plancha y *b*) la relación de generación de entropía durante este proceso en operación permanente. ¿Cuánta de esta generación de entropía sucede dentro de la plancha? No tome en cuenta ninguna transferencia de calor por radiación.

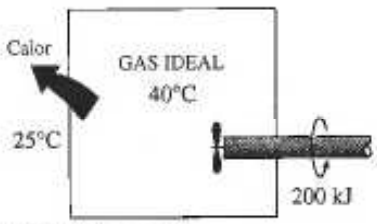


FIGURA P6-41

6-41 Un tanque rígido contiene un gas ideal a 40°C que se agita mediante una hélice; ésta efectúa 200 kJ de trabajo sobre el gas ideal. Se observa que la temperatura del gas ideal permanece constante durante este proceso como consecuencia de la transferencia de calor entre el sistema y los alrededores a 25°C. Determine *a*) el cambio de entropía del gas ideal, y *b*) el cambio de entropía de los alrededores. ¿Se satisface el principio del incremento de entropía durante este proceso? *Respuestas: a*) 0, *b*) 0.671 kJ/K

6-41E Un tanque rígido contiene un gas ideal a 85°F que se agita mediante una hélice, la cual efectúa 200 Btu de trabajo sobre el gas ideal. La temperatura del gas ideal permanece constante durante este proceso como consecuencia de la transferencia de calor entre el sistema y los alrededores a 70°F. Determine *a*) el cambio de entropía del gas ideal, y *b*) el cambio de entropía de los alrededores. ¿Se satisface el principio del incremento de entropía durante este proceso?

6-42 Con un compresor de 8 kW se comprime aire de P_1 a P_2. La temperatura del aire se mantiene constante en 25°C durante este proceso como resultado de

la transferencia de calor al medio circundante a 10°C. Determine la relación de cambio de entropía de *a*) el aire, y *b*) los alrededores. Exprese las suposiciones hechas para resolver el problema. ¿Este proceso satisface la segunda ley de la termodinámica?
Respuestas: a) –0.0268 kW/K, *b*) 0.0283 kW/K

6-43 Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene agua líquida saturada a 200 kPa de presión, después se transfieren 450 kJ de calor al agua de una fuente con 500°C y parte del líquido se evapora a presión constante. Determine el cambio en la entropía total en este proceso, en kJ/K. ¿Este proceso es reversible, irreversible o imposible?
Respuestas: 0.562 kJ/K, irreversible

6-43E Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene agua líquida saturada a 20 psia de presión; después se transfieren 600 Btu de calor al agua de una fuente a 900°F y parte del líquido se evapora a presión constante. Determine el cambio en la entropía total en este proceso, en Btu/R. ¿Este proceso es reversible, irreversible o imposible?

6-44 Durante un proceso de adición de calor isotérmico de un ciclo de Carnot se añade 900 kJ de calor al fluido de trabajo de una fuente a 400°C. Determine *a*) el cambio de entropía del fluido de trabajo, *b*) el cambio de entropía de la fuente, y *c*) el cambio de entropía en el proceso.

6-45 Durante el proceso de rechazo de calor isotérmico de un ciclo de Carnot, el fluido de trabajo experimenta un cambio de entropía de –0.6 kJ/K. Si la temperatura del sumidero de energía son 30°C, determine *a*) la cantidad de transferencia de calor al sumidero, *b*) el cambio de entropía del sumidero, y *c*) el cambio de entropía total en este proceso.
Respuestas: a) 181.8 kJ; *b*) 0.6 kJ/K, *c*) 0

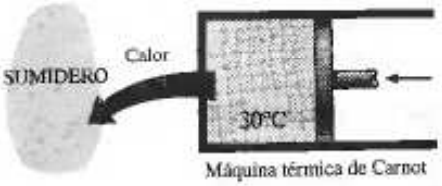


FIGURA P6-45

6-45E Durante el proceso de rechazo de calor isotérmico de un ciclo de Carnot, el fluido de trabajo experimenta un cambio de entropía de –0.7 Btu/R. Si la temperatura del sumidero de energía son 95°F, determine *a*) la cantidad de transferencia de calor al sumidero, *b*) el cambio de entropía del sumidero, y *c*) el cambio de entropía total en este proceso.
Respuestas: a) 388.5 Btu; *b*) 0.7 Btu/R, *c*) 0

6-46 Refrigerante 12 entra en el serpentín del evaporador de un sistema de refrigeración como una mezcla saturada de líquido-vapor a una presión de 200 kPa. El refrigerante absorbe 120 kJ de calor del espacio enfriado que se mantiene a –5°C y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine *a*) el cambio de entropía del refrigerante; *b*) el cambio de entropía del espacio enfriado, y *c*) el cambio de entropía total en este proceso.

Cambios de entropía de sustancias puras

6-47C ¿Las relaciones $T\,ds$ desarrolladas en la sección 6-7 sólo se limitan a procesos reversibles o son válidas para todos los procesos, reversibles o irreversibles? Explique.

6-48C ¿Las relaciones $T\,ds$ desarrolladas en la sección 6-7 se limitan sólo a sistemas cerrados o son aplicables a una masa fija que pasa por un volumen de control? Explique.

6-49C ¿Un proceso que es internamente reversible y adiabático tiene que ser isentrópico? Explique.

6-50C ¿Por qué no se obtienen relaciones simples para el cambio de entropía de una sustancia pura en términos de otras propiedades?

6-51 El radiador de un sistema de calefacción de vapor tiene un volumen de 20 L y se llena con vapor de agua sobrecalentado a 200 kPa y 200°C. En ese momento tanto las válvulas de entrada como de salida del radiador están cerradas. Poco después la temperatura del vapor disminuye a 80°C debido a la transferencia de calor al aire del cuarto. Determine el cambio de entropía del vapor durante este proceso, en kJ/K.
Respuesta: –0.0806 kJ/K

6-51E El radiador de un sistema de calefacción de vapor tiene un volumen de 1.2 pie³ y se llena con vapor de agua sobrecalentado a 40 psia y 320°F. En ese momento las válvulas de entrada como de salida del radiador están cerradas. Poco después la temperatura del vapor disminuye a 150°F como consecuencia de la transferencia de calor al aire del cuarto. Determine el cambio de entropía del vapor durante este proceso, en Btu/R.

6-52 Un tanque rígido de 0.5 m³ contiene refrigerante 12 a 200 kPa y una calidad de 40 por ciento. Después se le añade calor al refrigerante de una fuente a 35°C hasta que la presión aumenta a 400 kPa. Determine *a*) el cambio de entropía del refrigerante; *b*) el cambio de entropía de la fuente térmica, y *c*) el cambio de entropía total en este proceso.
Respuestas: a) 3.4835 kJ/K; *b*) –3.076 kJ/K, *c*) 0.4075 kJ/K

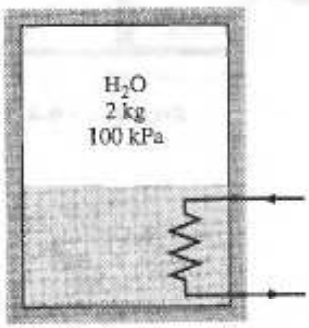


FIGURA P6-53

6-53 Un tanque rígido perfectamente aislado contiene 2 kg de una mezcla de agua saturada líquido-vapor a 100 kPa. Al inicio, tres cuartas partes de la masa están en la fase líquida. Después un calentador de resistencia eléctrica colocado en el tanque se enciende y funciona hasta que el líquido en el tanque se evapora. Determine el cambio de entropía del vapor durante este proceso.
Respuesta: 8.0962 kJ/K

6-53E Un tanque rígido perfectamente aislado contiene 4 lbm de una mezcla de agua saturada líquido-vapor a 15 psia. Al inicio, tres cuartas partes de la masa están en la fase líquida. Luego un calentador de resistencia eléctrica colocado en el tanque se enciende y funciona hasta que el líquido en el tanque se evapora. Determine el cambio de entropía del vapor durante este proceso.



FIGURA P6-54

6-54 Un tanque rígido se divide en dos partes iguales mediante una separación. Una parte del tanque contiene 1.5 kg de agua líquida comprimida a 300 kPa y 60°C, en tanto que la otra parte está vacía. Se quita la separación y el agua se expande hasta llenar todo el tanque. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso, si la presión final en el tanque es 15 kPa.
Respuesta: –0.1134 kJ/K

6-55 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de refrigerante 12 a 0.8 MPa y 50°C. Después el refrigerante se enfría a presión constante hasta que

existe como un líquido a 24°C. Si la temperatura de los alrededores son 20°C determine el cambio de entropía total en este proceso y establezca si es reversible, irreversible o imposible.

6-55E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 3 lbm de refrigerante 12 a 120 psia y 120°F. Luego el refrigerante se enfría a presión constante hasta que cambia a líquido a 90°F. Si la temperatura de los alrededores es 70°F determine el cambio de entropía total en este proceso y establezca si es reversible, irreversible o imposible.

6-56 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 5 L de agua líquida saturada a una presión constante de 150 kPa. Un calentador de resistencia eléctrica dentro del cilindro se activa y efectúa trabajo eléctrico sobre el vapor en la cantidad de 2 200 kJ. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso, en kJ/K. *Respuesta:* 14.3 kJ/K

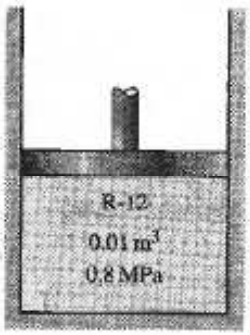


FIGURA P6-57

6-57 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 0.01 m^3 de vapor saturado de refrigerante 12 a 0.8 MPa de presión. Después el refrigerante se expande de manera reversible hasta que la presión desciende a 0.4 MPa. Determine *a*) la temperatura final en el cilindro y *b*) el trabajo efectuado por el refrigerante.

6-57E Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 0.4 pie^3 de vapor saturado de refrigerante 12 a 120 psia de presión. Se deja que el refrigerante se expanda de manera reversible hasta que la presión desciende a 60 psia. Determine *a*) la temperatura final en el cilindro, y *b*) el trabajo efectuado por el refrigerante.

6-58 A un compresor adiabático entra refrigeramente 12 como vapor saturado a 140 kPa a una relación de 2 m^3/min y se comprime a una presión de 700 kPa. Determine la potencia mínima que debe suministrarse al compresor.

6-59 En una turbina adiabática entra vapor a 5 MPa y 400°C y sale a una presión de 200 kPa. Determine la cantidad de trabajo máxima que esta turbina puede entregar. *Respuesta:* 678.4 kJ/kg

6-59E En una turbina adiabática entra vapor a 800 psia y 900°F y sale a una presión de 40 psia. Determine la cantidad de trabajo máxima que esta turbina puede entregar.

6-60 Un dispositivo de cilindro-émbolo fuertemente aislado contiene 0.05 m^3 de vapor a 300 kPa y 150°C. Después el vapor se comprime de manera reversible hasta una presión de 1 MPa. Determine el trabajo efectuado sobre el vapor durante este proceso.

6-61 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.5 kg de vapor de agua saturado a 200°C. Después se transfiere calor al vapor y éste se expande reversible e isotérmicamente hasta una presión final de 800 kPa. Determine el calor transferido y el trabajo efectuado durante el proceso.

6-62 En un difusor ingresa vapor a 10 kPa y 50°C con una velocidad de 250 m/s y sale como vapor saturado a 50°C y 40 m/s. El área de salida del difusor

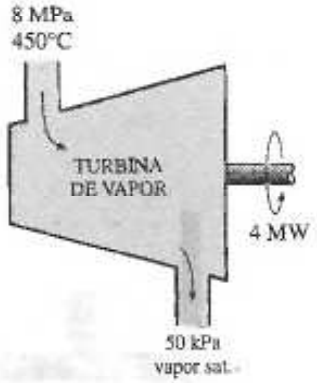


FIGURA P6-63

tiene 0.4 m². Determine *a*) la relación de flujo de masa del vapor, y *b*) la relación de generación de entropía durante este proceso. Suponga una temperatura ambiente de 25°C. *Respuestas: a*) 1.663 kg/s, *b*) 0.00885 kW/K

6-62E En un difusor entra vapor a 20 psia y 240°F con una velocidad de 900 pie/s y sale como vapor saturado a 240°F y 100 pie/s. El área de salida del difusor tiene 1 pie². Determine *a*) la relación de flujo de masa del vapor, y *b*) la relación de generación de entropía durante este proceso. Suponga una temperatura ambiente de 77°F.

6-63 En una turbina se expande vapor permanentemente a una relación de 25 000 kg/h, ingresa a 8 MPa y 450°C y sale a 50 kPa como vapor saturado. Si la potencia generada por la turbina es de 4 MW, determine la relación de generación de entropía en este proceso. Suponga que el medio circundante está a 25°C. *Respuesta:* 8.38 kW/K

6-64 Una corriente de agua caliente a 70°C entra a una cámara de mezcla adiabática con una relación de flujo de masa de 1.8 kg/s, donde se mezcla con una corriente de agua fría a 20°C. Si la mezcla sale de la cámara a 42°C, determine *a*) la relación de flujo de masa del agua fría, y *b*) la relación de generación de entropía durante este proceso de mezcla adiabático. Suponga que todas las corrientes están a una presión de 200 kPa.

6-64E Una corriente de agua caliente a 160°F entra a una cámara de mezcla adiabática con una relación de flujo de masa de 3.6 lbm/s, donde se mezcla con una corriente de agua fría a 70°F. Si la mezcla sale de la cámara a 110°F, determine *a*) la relación de flujo de masa del agua fría, y *b*) la relación de generación de entropía durante este proceso de mezcla adiabático. Suponga que todas las corrientes están a una presión de 30 psia.

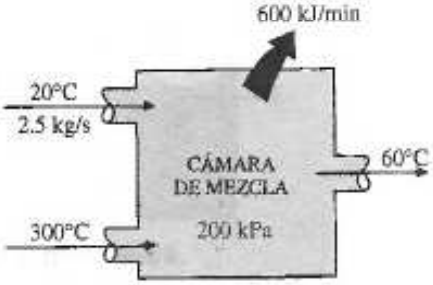


FIGURA P6-65

6-65 Agua líquida a 200 kPa y 20°C se calienta en una cámara y se mezcla con vapor sobrecalentado a 200 kPa y 300°C. El agua líquida entra a la cámara de mezcla a una relación de 2.5 kg/s, y se estima que la cámara libera calor en el aire de los alrededores a 25°C a razón de 600 kJ/min. Si la mezcla sale de la cámara a 200 kPa y 60°C, determine *a*) la relación de flujo de masa del vapor sobrecalentado y *b*) la relación de generación de entropía durante este proceso de mezcla. *Respuestas: a*) 0.152 kg/s, *b*) 0.297 kW/K

6-66 Un tanque rígido de 0.4 m³ se llena con agua líquida saturada a 200°C. Después se abre una válvula en el fondo del tanque y se saca la mitad de la masa total del tanque en la forma líquida. Se transfiere calor al agua de una fuente a 250°C de modo que la temperatura en el tanque permanece constante. Determine: *a*) la cantidad de transferencia de calor, y *b*) el cambio de entropía total en este proceso.

Cambios de entropía de sustancias incompresibles

6-67C La ecuación 6-33 [esto es, $\Delta S = mC_{pro} \ln (T_2/T_1)$] se desarrolló para sustancias incompresibles. ¿Esta relación puede usarse para determinar los cambios de entropía de gases ideales? Si es así, ¿en qué condiciones?

6-68C Considere dos bloques sólidos, uno caliente y uno frío, puestos en contacto en un recipiente adiabático. Después de un pequeño tiempo se establece el equilibrio térmico en el recipiente como resultado de la transferencia de calor. La primera ley requiere que la cantidad de energía perdida por el sólido caliente sea igual a la energía ganada por el frío. ¿La segunda ley requiere que la disminución en la entropía del sólido caliente sea igual al incremento de la entropía del frío?

6-69 Un bloque de cobre de 50 kg a 80°C se introduce dentro de un tanque aislado que contiene 120 L de agua a 25°C. Determine la temperatura de equilibrio final y el cambio total de entropía en este proceso.

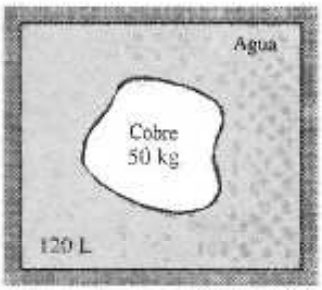


FIGURA P6-69

6-69E Un bloque de cobre de 70 lbm a 200°F se introduce dentro de un tanque aislado que contiene 1 pie³ de agua a 75°F. Determine la temperatura de equilibrio final y el cambio total de entropía en este proceso.

6-70 Un bloque de hierro de 5 kg a 350°C se enfría en un tanque aislado que contiene 100 kg de agua a 22°C. Suponga que el agua evaporada durante el proceso se condensa otra vez en el tanque, determine la cantidad de entropía generada dentro de este proceso.

6-71 Un bloque de 20 kg de aluminio a 200°C se pone en contacto con un bloque de hierro de 20 kg a 100°C en un recinto aislado. Determine la temperatura de equilibrio final y el cambio de entropía total en este proceso.
Respuestas: 168.4°C, 0.169 kJ/K

6-72 Un bloque de hierro de masa desconocida a 85°C se sumerge en un tanque aislado que contiene 100 L de agua a 20°C. Al mismo tiempo, una hélice activada por un motor de 200 W se acciona para agitar el agua. El equilibrio térmico se establece después de 20 min con una temperatura final de 24°C. Determine la masa del bloque de hierro y la energía generada durante este proceso. *Respuestas:* 52.2 kg, 1.285 kJ/K

6-72E Un bloque de hierro de masa desconocida a 185°F se deja caer dentro de un tanque aislado que contiene 0.8 pie³ de agua a 70°F. Al mismo tiempo, se acciona una hélice movida por un motor de 200 W para agitar el agua. El equilibrio térmico aparece después de 10 min con una temperatura final de 75°F. Determine la masa del bloque de hierro y la energía generada durante este proceso.

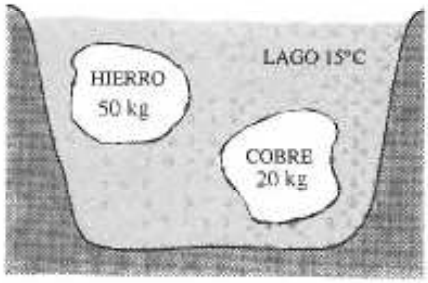


FIGURA P6-73

6-73 Un bloque de hierro de 50 kg y un bloque de cobre de 20 kg, ambos a 80°C, se depositan en un gran lago a 15°C. El equilibrio térmico se logra después de un corto tiempo debido a la transferencia de calor entre los bloques y el agua del lago. Determine el cambio de entropía total en este proceso.

Cambios de entropía de gases ideales

6-74C Demuestre que las dos relaciones para los cambios de entropía de gases ideales bajo la suposición de calor específico constante (ecuaciones 6-37 y 6-38) son equivalentes.

6-75C Empiece con la segunda relación $T\,ds$ (ecuación 6-26), y obtenga la ecuación 6-38 para el cambio de entropía de gases ideales bajo la suposición de calor específico constante.

6-76C ¿Qué representa la función $s°$ en las tablas de gas ideal?

6-77C Algunas propiedades de los gases ideales como la energía interna y la entalpía varían sólo con la temperatura [esto es, $u = u(T)$ y $h = h(T)$]. ¿También es el caso para la entropía?

6-78C Parta de la ecuación 6-38, y obtenga la ecuación 6-45.

6-79C ¿Qué nombre reciben P_r y v_r? ¿Su uso se limita a procesos isentrópicos? Explique.

6-80C ¿La entropía de un gas ideal puede cambiar durante un proceso isentrópico?

6-81C Un gas ideal es sometido a un proceso entre dos temperaturas específicas, primero a presión constante y luego a volumen constante. ¿En cuál caso el gas ideal experimentará un cambio de entropía más grande? Explique.

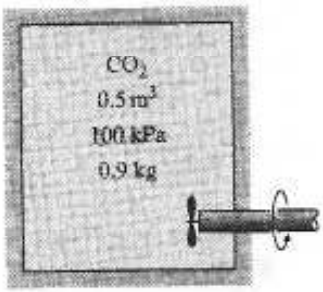


FIGURA P6-83

6-82 En un dispositivo de cilindro-émbolo se comprime gas oxígeno desde un estado inicial de 0.8 m³/kg y 25°C hasta un estado final de 0.1 m³/kg y 287°C. Determine el cambio de entropía del oxígeno durante este proceso, suponga *a*) calores específicos constantes y *b*) calores específicos variables.

6-83 Un tanque rígido aislado de 0.5 m³ contiene 0.9 kg de bióxido de carbono a 100 kPa. Después una hélice efectúa trabajo sobre el sistema hasta que la presión en el tanque aumenta a 120 kPa. Determine el cambio de entropía del dióxido de carbono durante este proceso, en kJ/K. Suponga calores específicos constantes. *Respuesta:* 0.108 kJ/K

6-84 Al inicio un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 300 L de aire a 120 kPa y 17°C. Después el aire se calienta durante 15 min por medio de un calentador de resistencia de 200 W situado dentro del cilindro. La presión del aire se mantiene constante durante este proceso. Determine el cambio de entropía del aire, suponga *a*) calores específicos constantes, y *b*) calores específicos variables.

6-84E Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 10 pie³ de aire a 20 psia y 60°F. Después el aire se calienta durante 15 min por medio de un calentador de resistencia de 200 W situado dentro del cilindro. La presión del aire se mantiene constante durante este proceso. Determine el cambio de entropía del aire, suponga *a*) calores específicos constantes, y *b*) calores específicos variables.

6-85 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 1.2 kg de gas nitrógeno a 120 kPa y 27°C. Después el gas se comprime lentamente en un proceso politrópico durante el cual $PV^{1.3}$ = constante. El proceso finaliza cuando el volumen se reduce a la mitad. Determine el cambio de entropía del nitrógeno durante este proceso. *Respuesta:* –0.0615 kJ/K

6-86 Una masa de 3 kg de helio es sometida a un proceso desde un estado inicial de 3 m³/kg y 20°C hasta un estado final de 0.5 m³/kg y 130°C. Determine

el cambio de entropía del helio durante este proceso, suponga *a*) que el proceso es reversible y *b*) que el proceso es irreversible.

6-86E Una masa de 8 lbm de helio se somete a un proceso desde un estado inicial de 50 pie³/lbm y 80°F hasta uno final de 10 pie³/lbm y 200°F. Determine el cambio de entropía del helio durante este proceso. Suponga *a*) que el proceso es reversible y *b*) que el proceso es irreversible.

6-87 En un dispositivo de cilindro-émbolo se comprime aire de 90 kPa y 20°C hasta 400 kPa en un proceso isotérmico reversible. Determine *a*) el cambio de entropía del aire, y *b*) el trabajo realizado.

6-88 Se comprime aire permanentemente mediante un compresor de 5 kW desde 100 kPa y 17°C hasta 600 kPa y 167°C a una relación de 1.6 kg/min. Durante este proceso, hay transferencia de calor entre el compresor y el medio circundante a 17°C. Determine *a*) la relación de cambio de entropía del aire; *b*) la relación de cambio de entropía del medio circundante, y *c*) la relación de generación de entropía durante este proceso.
Respuestas: a) –0.0025 kW/K; *b*) 0.00331 kW/K, *c*) 0.00081 kW/K

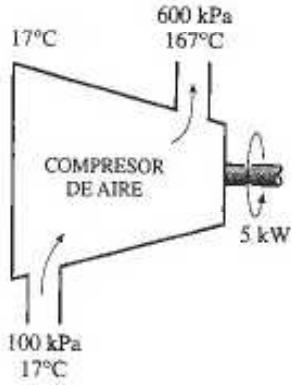


FIGURA P6-88

6-88E Se comprime aire permanentemente mediante un compresor de 25 hp desde 15 psia y 60°F hasta 90 psia y 340°F a una relación de 3.5 lbm/min. Durante el proceso, hay transferencia de calor entre el compresor y el medio circundante a 60°F. Determine *a*) la relación de cambio de entropía del aire; *b*) la relación de cambio de entropía del medio circundante, y *c*) la relación de generación de entropía durante el proceso.

6-89 Un tanque rígido aislado se divide en dos partes iguales por medio de una separación. En principio, una parte contiene 5 kmol de un gas ideal a 400 kPa y 50°C y la otra se encuentra vacía. Se retira la separación y el gas llena todo el tanque. Determine el cambio de entropía durante este proceso.
Respuesta: 28.81 kJ/K

6-90 Se comprime aire en un dispositivo de cilindro-émbolo desde 100 kPa y 17°C hasta 800 kPa en un proceso adiabático reversible. Determine la temperatura final y el trabajo realizado durante este proceso, suponga *a*) calores específicos constantes, y *b*) calores específicos variables para el aire.
Respuestas: a) 525.3 K, 171.1 kJ/kg; *b*) 522.4 K, 169.3 kJ/kg

6-91 Se comprime gas helio de 100 kPa y 30°C a 500 kPa en un proceso adiabático reversible. Determine la temperatura final y el trabajo efectuado, si el proceso toma lugar *a*) en un dispositivo de cilindro-émbolo y *b*) en un compresor de flujo permanente.

6-91E Se comprime gas helio de 15 psia y 90°F a 75 psia en un proceso adiabático reversible. Determine la temperatura final y el trabajo efectuado, si el proceso toma lugar *a*) en un dispositivo de cilindro-émbolo y *b*) en un compresor de flujo permanente.

6-92 Un tanque rígido aislado contiene 4 kg de gas argón a 450 kPa y 30°C. Después se abre una válvula y se deja que el argón escape hasta que la presión en el interior disminuye a 150 kPa. Si el argón que permanece dentro del tanque

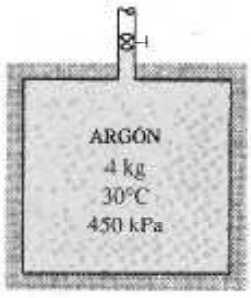


FIGURA P6-92

se ha sometido a un proceso adiabático reversible, determine la masa final en el tanque. *Respuesta:* 2.07 kg

6-92E En un tanque rígido y aislado que contiene 8 lbm de gas argón a 120 psia y 80°F, se abre una válvula que permite al argón escapar hasta que la presión en el interior disminuye a 40 psia. Si el argón que permanece dentro del tanque se ha sometido a un proceso adiabático reversible, determine la masa final en el tanque.

6-93 En una tobera adiabática entra aire a 400 kPa, 247°C y 60 m/s y sale a 80 kPa. Si el aire considera un gas ideal con calores específicos variables y se descartan todas las irreversibilidades, cuál es la velocidad de salida del aire.

6-93E En una tobera adiabática ingresa aire a 60 psia, 540°F y 200 pie/s y sale a 12 psia. Suponga que el aire es un gas ideal con calores específicos variables y descarte todas las irreversibilidades, determine la velocidad de salida del aire.

6-94 A una tobera entra aire permanentemente a 280 kPa y 77°C con una velocidad de 50 m/s y sale a 85 kPa y 320 m/s. Se estima que las pérdidas térmicas de la tobera al medio circundante a 20°C serán de 3.2 kJ/kg. Determine *a*) la temperatura de salida, y *b*) el cambio de entropía total en este proceso.

6-95 En un compresor entra aire en condiciones ambiente de 96 kPa y 17°C con una baja velocidad y sale a 1 MPa, 327°C y 120 m/s. El compresor se enfría por medio del aire del ambiente a 17°C y a una relación de 1 500 kJ/min. La potencia de entrada en el compresor es de 300 kW. Determine *a*) la relación de flujo de masa del aire y *b*) la relación de generación de entropía.
Respuestas: a) 0.848 kg/s, *b*) 0.144 kW/K

6-95E En un compresor entra aire en condiciones ambiente de 15 psia y 60°F con una baja velocidad y sale a 150 psia, 620°F y 350 pie/s. El compresor se enfría por medio del aire del ambiente a 60°F y a una relación de 1 500 Btu/min. La potencia de entrada en el compresor es de 400 hp. Determine *a*) la relación de flujo de masa del aire y *b*) la relación de generación de entropía.

Trabajo de flujo permanente reversible

6-96C En los grandes compresores el gas se enfría mientras se comprime, para reducir la potencia consumida por el compresor. Explique cómo durante un proceso de compresión el enfriamiento del gas reduce el consumo de potencia.

6-97C Las turbinas en las centrales eléctricas de vapor operan bajo condiciones adiabáticas. Una ingeniera de planta sugiere terminar con esa práctica. Ella propone circular agua de enfriamiento en la superficie exterior de la carcasa para enfriar el vapor cuando éste fluye por la turbina. De este modo, piensa, la entropía del vapor disminuirá, el rendimiento de la turbina mejorará y como

resultado la salida de trabajo de la turbina aumentará. ¿Cómo evaluaría usted esta propuesta?

6-98C Es bien conocido que la potencia consumida por un compresor se reduce si enfría el gas durante la compresión. Inspirado en esto, alguien propone enfriar el líquido cuando éste fluya por una bomba, con el fin de reducir el consumo de potencia de la misma. ¿Usted apoyaría esta propuesta? Explique.

6-99 A la bomba de una central eléctrica de vapor le entra agua como líquido saturado a 20 kPa, con una relación de 20 kg/s y sale a 6 MPa. Ignore los cambios en las energías cinética y potencial y suponga que el proceso será reversible, determine la potencia de entrada a la bomba.

6-99E A la bomba de una central eléctrica de vapor le entra agua como líquido saturado a 5 psia, con una relación de 50 lbm/s y sale a 800 psia. Si ignora los cambios en las energías cinética y potencial y supone que el proceso será reversible, determine la potencia de entrada a la bomba. *Respuesta:* 170.8 hp

6-100 En una boma de 10 kW entra agua líquida a una presión de 100 kPa y a una relación de 5 kg/s. Determine la presión más alta que el agua líquida puede tener a la salida de la bomba. Ignore los cambios en la energía cinética y potencial del agua, y suponga que el volumen específico del agua será 0.001 m^3/kg. *Respuesta:* 2 100 kPa

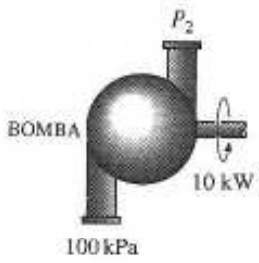


FIGURA P6-100

6-101 Vapor saturado de refrigerante 12 a 120 kPa se comprime reversiblemente en un compresor adiabático hasta 800 kPa. Determine el trabajo de entrada en el compresor. ¿Cuál sería su respuesta si el refrigerante primero se condensara a presión constante? *Respuestas:* 33.49 kJ/kg, 0.50 kJ/kg

6-101E Vapor saturado de refrigerante 12 a 20 psia se comprime reversiblemente en un compresor adiabático hasta 120 psia. Determine el trabajo de entrada en el compresor. ¿Cuál sería su respuesta si antes de comprimirlo el refrigerante se condensara a presión constante?

6-102 Considere una central eléctrica de vapor que opera entre los niveles de presión de 10 MPa y 20 kPa. El vapor entra en la bomba como líquido saturado y abandona la turbina como vapor saturado. Determine la razón entre el trabajo entregado por la turbina y el trabajo consumido por la bomba. Suponga que todo el ciclo será reversible y que las pérdidas térmicas de la bomba y la turbina serán despreciables.

6-103 Agua líquida a 120 kPa entra en una bomba de 15 kW donde su presión se eleva a 3 MPa. Si la diferencia de elevación entre los niveles de salida y de entrada son 10 m, determine la relación de flujo de masa más alta de agua líquida que esta bomba puede manejar. Ignore el cambio en la energía cinética del agua y suponga que el volumen específico del agua será igual a 0.001 m^3/kg.

6-104 Si comprime gas helio de 80 kPa y 20°C hasta 600 kPa a una relación de 0.2 m^3/s. Determine la potencia de entrada en el compresor, suponga que el

proceso de compresión será *a*) isentrópico, *b*) politrópico con $n = 1.2$; *c*) isotérmico, y *d*) politrópico ideal de dos etapas con $n = 1.2$.

6-104E Si comprime gas helio de 14 psia y 70°F hasta 120 psia a una relación de 5 pie^3/s, determine la potencia de entrada en el compresor, si el proceso de compresión es *a*) isentrópico; *b*) politrópico con $n = 1.2$; *c*) isotérmico, y *d*) politrópico ideal de dos etapas con $n = 1.2$.

6-105 Al comprimir gas nitrógeno de 80 kPa y 27°C hasta 480 kPa mediante un compresor de 10 kW. Determine la relación de flujo de masa del nitrógeno por el compresor, si el proceso de compresión es *a*) isentrópico; *b*) politrópico con $n = 1.3$; *c*) isotérmico, y *d*) politrópico ideal de dos etapas con $n = 1.3$.
Respuestas: a) 0.048 kg/s; *b*) 0.05 kg/s; *c*) 0.063 kg/s, *d*) 0.058 kg/s

Eficiencias adiabáticas de dispositivos de flujo permanente

6-106C Describa el proceso ideal para una *a*) turbina adiabática, *b*) un compresor adiabático, y *c*) una tobera adiabática, y defina la eficiencia adiabática para cada dispositivo.

6-107C ¿El proceso isentrópico es un modelo apropiado para compresores que se enfrían intencionalmente? Explique.

6-108C Sobre un diagrama *T-s*, ¿el estado de salida real (estado 2) de una turbina adiabática tiene que estar al lado derecho del estado de la salida isentrópica (estado 2*s*)? ¿Por qué?

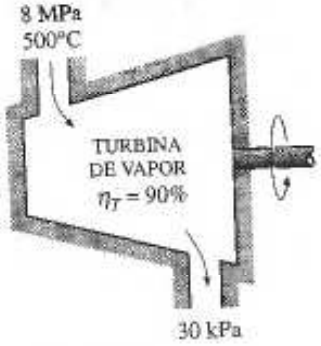


FIGURA P6-109

6-109 En una turbina adiabática ingresa vapor a 8 MPa y 500°C con una relación de flujo de masa de 3 kg/s y sale a 30 kPa. La eficiencia adiabática de la turbina es 0.90. Ignore el cambio en la energía cinética del vapor y determine *a*) la temperatura a la salida de la turbina, y *b*) la salida de potencia de la turbina.
Respuestas: a) 69.1°C, *b*) 3 052 kW

6-109E En una turbina adiabática ingresa vapor a 1 000 psia y 900°F con una relación de flujo de masa de 6 lbm/s y sale a 5 psia. La eficiencia adiabática de la turbina es 0.90. Ignore el cambio en la energía cinética del vapor y determine *a*) la temperatura a la salida de la turbina, y *b*) la salida de potencia de la turbina.

6-110 En una turbina adiabática entra vapor a 6 MPa, 600°C y 80 m/s y sale a 50 kPa, 100°C y 140 m/s. Si la potencia de salida de la turbina es 5 MW, determine *a*) la relación de flujo de masa del vapor que fluye por la turbina, y *b*) la eficiencia adiabática de la turbina.
Respuestas: a) 5.16 kg/s, *b*) 83.7 por ciento

6-111 En una turbina adiabática entra gas argón a 800°C y 1.5 MPa a una relación de 80 kg/min y sale a 200 kPa. Si la potencia de salida de la turbina es de 370 kW, determine la eficiencia adiabática de la misma.

6-112 En una turbina de gas adiabática ingresan gases de combustión a 1 200 K, 800 kPa y salen a 400 kPa con una baja velocidad. Trate a los gases de

combustión como aire y asuma una eficiencia adiabática de 86 por ciento, así determine la salida de trabajo de la turbina. *Respuesta:* 188.8 kJ/kg

6-112E En una turbina de gas adiabática ingresan gases de combustión a 1 540°F, 120 psia y salen a 60 psia con una baja velocidad. Trate a los gases de combustión como aire y asuma una eficiencia adiabática de 86 por ciento; determine la salida de trabajo de la turbina. *Respuesta:* 75.2 Btu/lbm

6-113 En un compresor adiabático entra refrigeramente 12 como vapor saturado a 120 kPa a razón de 0.3 m³/min y sale a 1 MPa de presión. Si la eficiencia adiabática del compresor es 80 por ciento, determine *a*) la temperatura del refrigerante a la salida del compresor, y *b*) la potencia de entrada en kW. Muestre también el proceso sobre un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación. *Respuestas: a*) 67.1°C, *b*) 1.75 kW

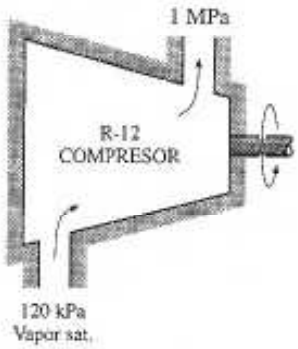


FIGURA P6-113

6-113E En un compresor adiabático ingresa refrigerante 12 como vapor saturado a 20 psia a razón de 4 pie³/min y sale a 100 psia de presión. Si la eficiencia adiabática del compresor es 80 por ciento, determine *a*) la temperatura del refrigerante a la salida del compresor, y *b*) la potencia de entrada en hp. Muestre también el proceso sobre un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación.

6-114 En un compresor adiabático ingresa aire a 100 kPa y 17°C a una relación de 1.2 m³/s y sale a 275°C. La eficiencia adiabática del compresor es de 84 por ciento. Ignore los cambios en las energías cinética y potencial y determine *a*) la presión de salida del aire y *b*) la potencia requerida para accionar el compresor.

6-114E En un compresor adiabático ingresa aire a 15 psia y 60°F a una relación de 8 pie³/s y sale a 500°F. El compresor tiene una eficiencia adiabática de 84 por ciento. Ignore los cambios en las energías cinética y potencial y determine *a*) la presión de salida del aire y *b*) la potencia requerida para accionar el compresor.

6-115 Se comprime aire mediante un compresor adiabático de 95 kPa y 27°C hasta 600 kPa y 277°C. Suponga calores específicos variables y desprecie los cambios en las energías cinética y potencial, determine *a*) la eficiencia adiabática del compresor y *b*) la temperatura de salida del aire si el proceso fuera reversible. *Respuestas: a*) 81.9 por ciento, *b*) 505.5 K

6-116 En un compresor adiabático entra gas argón a 120 kPa y 30°C con una velocidad 20 m/s y sale a 1.2 MPa y 80 m/s. Si la eficiencia adiabática del compresor es de 85 por ciento, determine *a*) la temperatura de salida del argón, y *b*) la entrada de trabajo al compresor.

6-116E En un compresor adiabático ingresa gas argón a 20 psia y 90°F con una velocidad de 60 pie/s y sale a 200 psia y 240 pie/s. Si la eficiencia adiabática del compresor es de 80 por ciento, determine *a*) la temperatura de salida del argón y *b*) la entrada de trabajo al compresor.

6-117 En un compresor adiabático entra dióxido de carbono a 100 kPa y 300 K a una relación de 0.5 kg/s y sale a 600 kPa y 450 K. Ignore los cambios en la energía cinética y determine *a*) la eficiencia adiabática del compresor y *b*) la relación de generación de entropía durante este proceso.

6-118 En una tobera adiabática ingresa aire a 400 kPa y 547°C con baja velocidad y sale con una velocidad de 290 m/s. Si la eficiencia adiabática de la tobera es de 90 por ciento, determine la temperatura y la presión de salida del aire.

6-118E En una tobera adiabática entra aire a 60 psia y 1 020°F con baja velocidad y sale con una velocidad de 800 pie/s. Si la eficiencia adiabática de la tobera es de 90 por ciento, determine la temperatura y la presión de salida del aire.

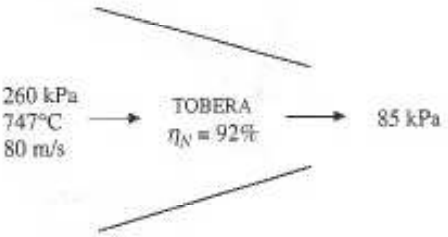


FIGURA P6-119

6-119 Gases de combustión calientes entran en la tobera de un motor de turbochorro a 260 kPa, 747°C y 80 m/s, y salen a una presión de 85 kPa. Suponga una eficiencia adiabática de 92 por ciento y trate a los gases de combustión como aire, y determine *a*) la velocidad de salida, y *b*) la temperatura de salida. *Respuestas: a*) 828.2 m/s, *b*) 786.3 K

6-120 En una tobera adiabática ingresa vapor a 3 MPa y 400°C con una velocidad de 70 m/s y sale a 2 MPa y 320 m/s. Si la tobera tiene un área de entrada de 7 cm^2, determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la relación de generación de entropía en este proceso. *Respuestas: a*) 370.4°C, *b*) 0.0517 kW/K

Problemas de repaso

6-121 Demuestre la validez de la desigualdad de Clausius mediante una máquina térmica irreversible que opere entre los dos mismos depósitos de energía térmica a las temperaturas constantes de T_L y T_H.

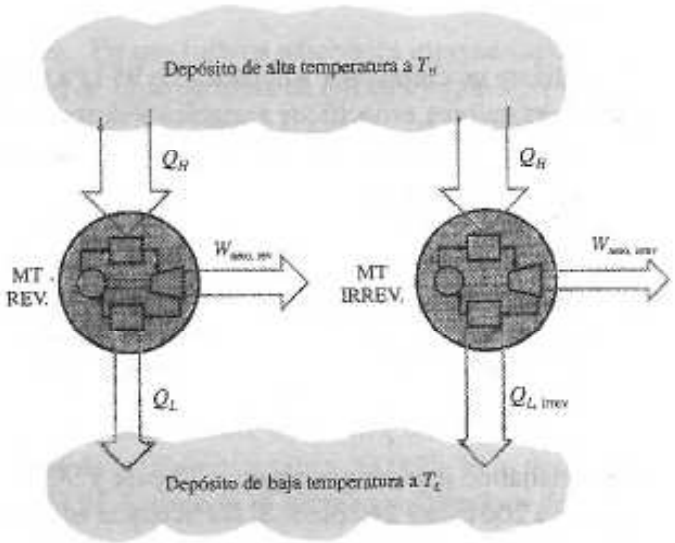


FIGURA P6-121

6-122 Muestre que la diferencia entre el trabajo de flujo permanente reversible y el trabajo de frontera móvil reversible es igual a la energía del flujo.

6-123 Las superficies interior y exterior de una ventana de vidrio de 2 m × 2 m y 0.5 cm de espesor en el invierno están, respectivamente, a 10°C y 3°C. Si la conductividad térmica del vidrio es 0.78 W/(m · °C), determine la cantidad de calor perdido, en kJ, a través del vidrio durante un periodo de 5 h. Determine también la cantidad de entropía generada durante este proceso dentro del vidrio.

6-124 Al inicio una lata rígida bien aislada de 5 L puede contener refrigerante 12 a 700 kPa y 20°C. Después se hace una grieta en la lata y el refrigerante empieza a fugarse lentamente. Suponga que el refrigerante que permanece en la lata se somete a un proceso adiabático reversible y determine la masa final en la lata cuando la presión disminuye a 240 kPa. *Respuesta:* 0.432 kg

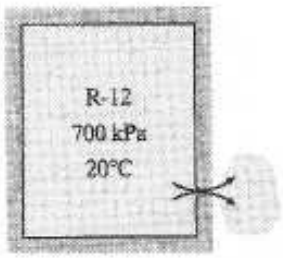


FIGURA P6-124

6-124E Una lata rígida bien aislada de 0.8 pie³ puede contener refrigerante 12 a 120 psia y 80°F. Después se crea una grieta en la lata y el refrigerante empieza a fugarse lentamente. Si el refrigerante que permanece en la lata se somete a un proceso adiabático reversible, determine la masa final en la lata cuando la presión disminuye a 30 psia.

6-125 Un tanque aislado que contiene 0.4 m³ de vapor de agua saturado a 500 kPa se conecta a un dispositivo de cilindro-émbolo aislado y vacío. La masa del émbolo requiere una presión de 150 kPa para levantarlo. Después la válvula se abre ligeramente y parte del vapor fluye al cilindro y levanta el émbolo. Este proceso continúa hasta que la presión en el tanque disminuye a 150 kPa. Suponga que el vapor que queda en el tanque se somete a un proceso adiabático reversible, y determine la temperatura final *a*) en el tanque rígido, y *b*) en el cilindro.

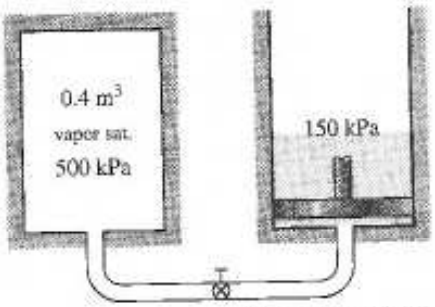


FIGURA P6-125

6-126 Dos tanques rígidos se conectan mediante una válvula. El tanque *A* está aislado y contiene 0.2 m³ de vapor a 400 kPa y 80 por ciento de calidad. El tanque *B* no está aislado y contiene 3 kg de vapor a 200 kPa y 250°C. Ahora se abre la válvula y el vapor fluye del tanque *A* al tanque *B* hasta que la presión en el primero disminuye a 300 kPa. Durante este proceso se transfieren 600 kJ de calor del tanque *B* a los alrededores a 0°C. Suponga que el vapor que permanece dentro del tanque *A* experimenta un proceso adiabático reversible, y determine *a*) la temperatura final en cada tanque, y *b*) la entropía generada durante este proceso. *Respuestas: a*) 133.55°C, 113.0°C; b) 0.912 kJ/K

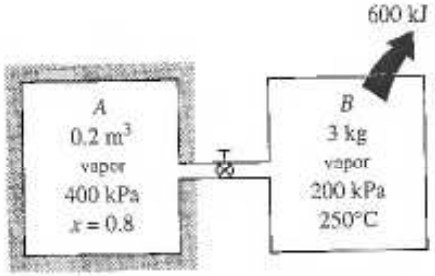


FIGURA P6-126

6-127 Una cacerola de aluminio [k = 237 W/(m · K)] tiene un fondo plano cuyo diámetro es de 20 cm y su espesor de 0.4 cm. Se transfiere calor en estado permanente al agua hirviente en la cacerola a través de su fondo a una relación de 500 W. Si la superficie interior del fondo de la cacerola está a 105°C, determine *a*) la temperatura de la superficie exterior del fondo de la cacerola y *b*) la relación de generación de entropía dentro del fondo de la cacerola, en W/K.

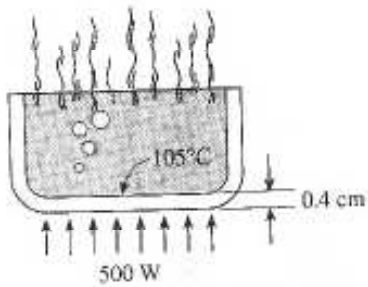


FIGURA P6-127

6-128 Un elemento de calentamiento de resistencia eléctrica de 50 cm de largo y 800 W cuyo diámetro es de 0.5 cm se sumerge en 40 kg de agua a 20°C. Si

supone que el recipiente de agua está bien aislado, determine cuánto tiempo tarda este calentador en elevar la temperatura del agua a 80°C. También determine la entropía generada durante este proceso, en kJ/K.

6-129 Una tubería de agua caliente de 10 m de largo y 5 cm de diámetro externo a 80°C libera calor al aire circundante a 5°C mediante convección natural con un coeficiente de transferencia de calor de 25 W/(m² · °C). Determine la relación de pérdida de calor de la tubería por convección natural, en W y la relación de generación de entropía en el aire circundante, en W/K.

6-130 En las grandes centrales eléctricas de vapor el agua de alimentación se calienta en calentadores cerrados, los cuales son básicamente intercambiadores de calor, que utilizan el vapor extraído de la turbina en alguna etapa. El vapor entra al calentador del agua de alimentación a 1 MPa y 200°C y sale como líquido saturado a la misma presión. El agua de alimentación entra al calentador a 2.5 MPa y 50°C y sale con 10°C menos que la temperatura de salida del vapor. Ignore cualquier pérdida de calor de las superficies exteriores del calentador, y determine *a*) la razón de las relaciones de flujo de masa del vapor extraído y del calentador de agua de alimentación, y *b*) el cambio en la entropía total en este proceso por masa unitaria del agua de alimentación.

6-131 Un tanque rígido de 0.1 m³ contiene refrigerante 12 a 1 MPa y 100 por ciento de calidad. El tanque se conecta mediante una válvula a una línea de alimentación que transporta refrigerante 12 a 1.4 MPa y 30°C. La válvula se abre, dejando que el refrigerante entre en el tanque, y se cierra cuando se observa que el tanque contiene sólo líquido saturado a 1.2 MPa. Determine *a*) la masa del refrigerante que entró al tanque; *b*) la cantidad de transferencia de calor con los alrededores a 50°C y *c*) la entropía generada durante este proceso.
Respuestas: a) 115.67 kg, *b*) 1 564 kJ, *c*) 0.0907 kJ/K

6-31E Un tanque rígido de 3 pie³ contiene refrigerante 12 a 120 psia y 100 por ciento de calidad. El tanque se conecta mediante una válvula a una línea de alimentación que transporta refrigerante 12 a 160 psia y 80°F. La válvula se abre para que el refrigerante entre en el tanque, y se cierra cuando el tanque contiene sólo líquido saturado a 140 psia. Determine *a*) la masa del refrigerante que entró al tanque; *b*) la cantidad de transferencia de calor con los alrededores a 120°F, y *c*) la entropía generada durante este proceso.

6-132 Durante un proceso de transferencia de calor, el cambio de entropía de sustancias incompresibles, como el agua líquida, puede determinarse a partir de la ecuación 6-33, esto es, $\Delta S = mC_{pro} \ln (T_2/T_1)$. Demuestre que para depósitos de energía térmica, como grandes lagos, esta relación se reduce a la ecuación 6-6, esto es, $\Delta S = Q/T$.

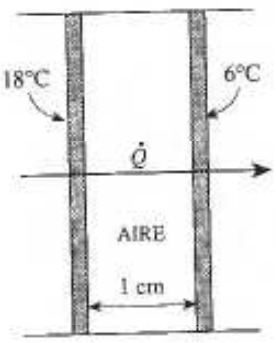


FIGURA P6-133

6-133 Los vidrios interior y exterior de una ventana de doble hoja de 2 m × 2 m están a 18°C y 6°C, respectivamente. Si el espacio de 1 cm entre los dos vidrios se llena con aire [k, = 0.026 W/(m · K)], y los vidrios son casi isotérmicos, determine la relación de transferencia de calor a través de la ventana, en W. Determine también las relaciones de transferencia de entropía por ambos lados de la ventana, así como la generación de entropía dentro de la ventana, en W/K.

6-134 Un cuarto bien aislado de 4 m × 4 m × 5 m inicialmente a 10°C se calienta mediante el radiador de un sistema de calefacción de vapor. El radiador tiene un volumen de 15 L y se llena con vapor sobrecalentado a 200 kPa y 200°C. En este momento las válvulas tanto de salida como de entrada del radiador se encuentran cerradas. Se utiliza un ventilador de 120 W para distribuir el aire en el cuarto. La presión del vapor se reduce a 100 kPa después de 30 min como consecuencia de la transferencia de calor al cuarto. Suponga calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente y determine *a*) la temperatura promedio del aire en 30 min; *b*) el cambio de entropía del vapor; *c*) el cambio de entropía del aire en el cuarto, y *d*) la entropía generada durante este proceso, en kJ/K. Suponga que la presión del aire en el cuarto permanece constante a 100 kPa todo el tiempo.

6-135 Una casa solar pasiva libera calor hacia los alrededores a 3°C con una relación promedio de 50 000 kJ/h; la casa se mantiene a 22°C en una noche invernal durante 10 h. La casa se va a calentar mediante 50 recipientes de vidrio, cada uno con 20 L de agua que se ha calentado hasta 80°C durante el día al absorber energía solar. Un calentador de resistencia eléctrica de respaldo de 15 kW, controlado por termostato, se enciende cada vez que es necesario para mantener la casa a 22°C. Determine cuánto tiempo tiene que estar encendido el sistema de calefacción eléctrica esa noche y la cantidad de entropía generada durante la misma.

6-136 Un recipiente de acero de 0.2 m³ que tiene una masa de 30 kg cuando está vacío se llena con agua líquida. Al principio, tanto el tanque de acero como el agua se encuentran a 50°C. Después se transfiere calor y todo el sistema se enfría hasta la temperatura de 25°C del aire circundante. Determine el cambio de entropía total en este proceso. *Respuesta:* 2.83 kJ/K

6-136E Un recipiente de acero de 15 pie³ que tiene una masa de 40 lbm cuando está vacío se llena con agua líquida. Al principio, tanto el tanque de acero como el agua se encuentran a 120°F. Después se transfiere calor y todo el sistema se enfría hasta la temperatura de 70°F del aire circundante. Determine el cambio de entropía total en este proceso.

6-137 Una ton (1 000 kg) de agua líquida a 80°C se introduce en un cuarto perfectamente aislado y sellado de 4 m × 5 m × 6 m a 22°C y 100 kPa. Suponga calores específicos constantes tanto para el aire como para el agua a temperatura ambiente y determine *a*) la temperatura de equilibrio final en el cuarto, y *b*) la entropía generada durante este proceso, en kJ/K.

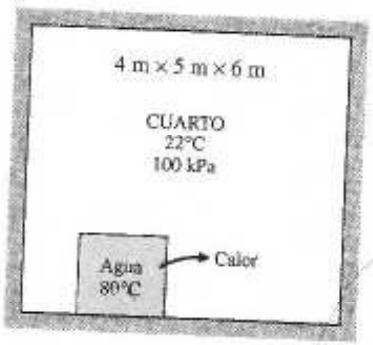


FIGURA P6-137

6-138 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.5 m³ de gas helio a 150 kPa y 20°C. Después el helio se comprime en un proceso politrópico (PV^n = constante) hasta 400 kPa y 140°C. Determine *a*) el cambio de entropía del helio, *b*) el cambio de entropía de los alrededores, y *c*) si este proceso es reversible, irreversible o imposible. Suponga que los alrededores están a 20°C.

6-138E Al principio un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 15 pie³ de gas helio a 20 psia y 70°F. El helio se comprime después en un proceso politrópico (PV^n = constante) hasta 70 psia y 300°F. Determine *a*) el cambio de entropía del helio, *b*) el cambio de entropía de los alrededores y *c*) si este

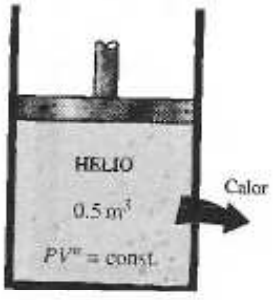


FIGURA P6-138

proceso es reversible, irreversible o imposible. Suponga que los alrededores están a 70°F.
Respuestas: a) –0.016 Btu/R, *b)* 0.019 Btu/R, *c)* irreversible

6-139 Por medio de un compresor se comprime aire permanentemente de 100 kPa y 17°C a 700 kPa a una relación de 2 kg/min. Determine la entrada de potencia mínima requerida si el proceso es *a)* adiabático, y *b)* isotérmico. Suponga el aire como un gas ideal con calores específicos variables e ignore los cambios en las energías cinética y potencial. *Respuestas: a)* 7.21 kW, *b)* 5.4 kW

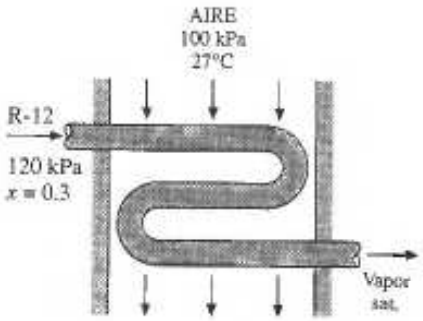


FIGURA P6-140

6-140 En la sección del evaporador de un acondicionador de aire tipo ventana entra aire a 100 kPa y 27°C con una relación de flujo de volumen de 6 m³/min. El refrigerante 12 a 120 kPa con una calidad de 0.3 entra al evaporador a una relación de 2 kg/min y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine la temperatura de salida del aire y la relación de generación de entropía en este proceso, suponga *a)* que las superficies exteriores del acondicionador de aire están aisladas, y *b)* que el calor se transfiere al evaporador del acondicionador de aire desde el medio circundante a 32°C a una relación de 30 kJ/min.
Respuestas: a) –5.7°C, 0.00194 kW/K, *b)* –1.4°C, 0.00216 kW/K

6-141 Un cuarto de 4 m × 5 m × 6 m perfectamente sellado se va a calentar por medio de una tonelada (1 000 kg) de agua líquida contenida en un tanque que se sitúa en el cuarto. El cuarto libera calor hacia el aire exterior que esta a 5°C, a una relación promedio de 10 000 kJ/h. Al inicio el cuarto está a 20°C y 100 kPa, y se mantiene en una temperatura promedio de 20°C todo el tiempo. Si el agua caliente va a cubrir los requerimientos de calefacción de este cuarto durante un periodo de 24 h, determine *a)* la temperatura mínima del agua cuando se deja al principio en el cuarto y *b)* la entropía generada durante un periodo de 24 h. Suponga calores específicos constantes tanto para el aire como para el agua a temperatura ambiente.

6-142 Considere un cilindro rígido horizontal perfectamente aislado que está dividido en dos compartimientos por medio de un émbolo que tiene libertad de movimiento, pero que no deja que el gas se fugue hacia el otro lado. Al principio, un lado del émbolo contiene 1 m³ de gas N_2 a 500 kPa y 80°C, en tanto que el otro lado contiene 1 m³ de gas He a 500 kPa y 25°C. Después se establece el equilibrio térmico en el cilindro como consecuencia de la transferencia de calor a través del émbolo. Utilice calores específicos constantes a temperatura ambiente, y determine *a)* la temperatura de equilibrio final en el cilindro, y *b)* la entropía generada durante este proceso. ¿Cuál sería su respuesta si el émbolo no tuviera libertad de movimiento?

6-143 Repita el problema anterior, pero ahora suponga que el émbolo está hecho de 5 kg de cobre, inicialmente a la temperatura promedio de los dos gases en ambos lados.

6-144 Un tanque rígido de 5 m³ contiene aire a 500 kPa y 57°C. Una válvula conectada al tanque se abre y deja escapar el aire hasta que la presión en el interior desciende a 200 kPa. La temperatura del aire durante este proceso se mantiene constante por medio de un calentador de resistencia eléctrica ubicado

en el tanque. Determine *a*) el trabajo eléctrico realizado durante este proceso, y *b*) el cambio de entropía total en este proceso.
Respuestas: a) –1 500 kJ, *b*) 4.47 kJ/K

6-145 En un compresor de dos etapas entra aire a 100 kPa y 27°C y se comprime hasta 900 kPa. La razón de las presiones en cada etapa es la misma y el aire se enfría hasta la temperatura inicial entre las dos etapas. Suponga que el proceso de compresión va a ser isentrópico, y determine la potencia de entrada en el compresor para una relación de flujo de masa de 0.02 kg/s. ¿Cuál sería su respuesta si sólo se usara una etapa de compresión?
Respuestas: 4.44 kW, 5.26 kW

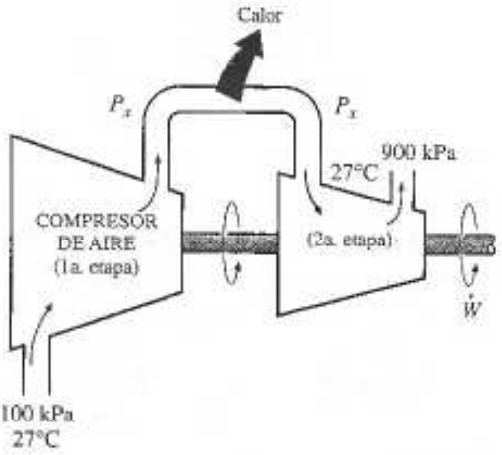


FIGURA P6-145

6-146 Considere un compresor isentrópico de tres etapas con dos interenfriadores que enfrían el gas a la temperatura inicial entre las dos etapas. Determine las dos presiones intermedias (P_x y P_y) en términos de las presiones de entrada y de salida (P_1 y P_2) que minimizarán la entrada de trabajo al compresor. *Respuestas:* $P_x = (P_1^2 P_2)^{1/3}$, $P_y = (P_1 P_2^2)^{1/3}$

6-147 Con el propósito de enfriar 1 tonelada (1 000 kg) de agua a 20°C en un tanque aislado, una persona vierte 80 kg de hielo a –5°C en el agua. Determine *a*) la temperatura de equilibrio final en el tanque, y *b*) la generación de entropía durante este proceso. La temperatura y el calor de fusión del hielo a presión atmosférica son 0°C y 333.7 kJ/kg, respectivamente.

6-148 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene inicialmente 0.01 m^3 de mezcla saturada de líquido-vapor con una calidad de 0.2 a 100°C. Después se añade un poco de hielo a –5°C dentro del cilindro. Si el cilindro contiene líquido saturado a 100°C cuando se establece el equilibrio térmico, determine *a*) la cantidad de hielo añadido, y *b*) la generación de entropía durante este proceso. La temperatura y calor de fusión del hielo a presión atmosférica son 0°C y 333.7 kJ/kg, respectivamente.

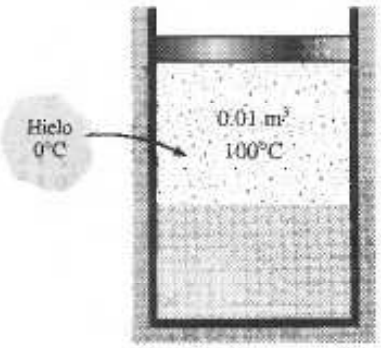


FIGURA P6-148

6-149 Vapor a 7 MPa y 500°C entra en una turbina adiabática de dos etapas a una relación de 15 kg/s. Diez por ciento del vapor se extrae al final de la primera etapa a una presión de 1 MPa para otro uso. El resto del vapor se expande adicionalmente en la segunda etapa y sale de la turbina a 50 kPa. Determine la potencia de salida de la turbina, suponga *a*) que el proceso es reversible y *b*) que la turbina tiene una eficiencia adiabática de 88 por ciento.
Respuestas: a) 14 928 kW, *b*) 13 136 kW

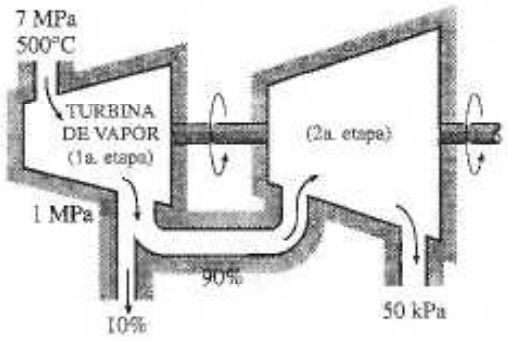


FIGURA P6-149

6-150 En una turbina adiabática de dos etapas entra vapor a 8 MPa y 500°C. Se expande en la primera etapa hasta una presión de 2 MPa. Luego se recalienta el vapor a presión constante hasta 500°C antes de que se expanda en una segunda etapa y alcanza una presión de 100 kPa. La salida de trabajo de la turbina es de 40 MW. Suponga una eficiencia adiabática de 84 por ciento para cada etapa de la turbina, y determine la relación de flujo de masa requerida del vapor. Muestre también el proceso sobre un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación.
Respuesta: 36.8 kg/s

6-151 Refrigerante 12 a 140 kPa y –20°C se comprime mediante un compresor adiabático de 0.5 kW hasta un estado de salida de 700 kPa y 60°C. Ignore los cambios en las energía cinética y potencial, y determine *a*) la eficiencia adiabática del compresor, *b*) la relación de flujo de volumen del refrigerante en la entrada del compresor, en L/min, y *c*) la relación de flujo de volumen máxima a las condiciones de entrada que este compresor adiabático de 0.5 kW puede manejar sin violar la segunda ley.

6-152 En una tobera cuya eficiencia adiabática es de 97 por ciento entra gas helio con una baja velocidad y sale a 95 kPa, 80°C y 420 m/s. Determine la presión y la temperatura en la entrada de la tobera.
Respuestas: 107.2 kPa, 370 K

6-152E En una tobera cuya eficiencia adiabática es de 94 por ciento entra gas helio con una baja velocidad y sale a 14 psia, 180°F y 1 000 pie/s. Determine la presión y la temperatura en la entrada de la tobera.

6-153 Considere una botella rígida y vacía de 5 L que está rodeada por la atmósfera a 100 kPa y 17°C. Se abre una válvula en el cuello de la botella y se deja que el aire atmosférico fluya hacia el interior de la misma. Con el tiempo el aire atrapado en la botella alcanza el equilibrio térmico con la atmósfera debido a la transferencia de calor a través de la pared de la botella. La válvula permane-

ce abierta durante el proceso de manera que el aire atrapado también alcanza el equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine la transferencia de calor neta a través de la pared de la botella y la generación de entropía durante el proceso de llenado. *Respuestas:* 0.5 kJ, 0.0017 kJ/K

6-154 Un compresor de aire adiabático va a ser activado mediante una turbina de vapor adiabática acoplada directamente que acciona también a un generador. El vapor entra a la turbina a 12.5 MPa y 500 °C a una relación de 25 kg/s y sale a 10 kPa y una calidad de 0.92. El aire entra al compresor a 98 kPa y 295 K a una relación de 10 kg/s y sale a 1 MPa y 550 K. Determine la potencia neta entregada al generador por la turbina y la relación de generación de entropía dentro de la turbina y el compresor durante este proceso.

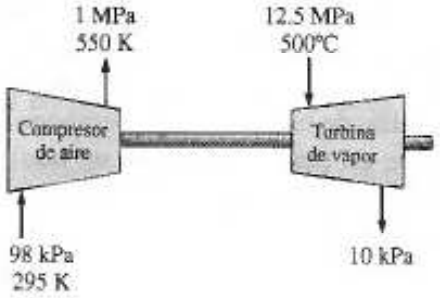


FIGURA P6-154

6-155 *a*) Por una regadera fluye agua permanente a una relación de 10 L/min. Un calentador de resistencia eléctrica ubicado en la tubería calienta el agua de 16°C a 43°C. Si toma la densidad del agua igual a 1 kg/L, determine la entrada de potencia eléctrica al calentador, en kW, y la relación de generación de entropía durante este proceso de calentamiento en kW/K.

b) Con el propósito de ahorrar energía, se propone hacer pasar el agua caliente drenada a una temperatura de 39°C por un intercambiador de calor para precalentar el agua fría entrante. Si el intercambiador de calor tiene una eficacia de 0.50 (es decir, recupera sólo la mitad de la energía que es posible transferir

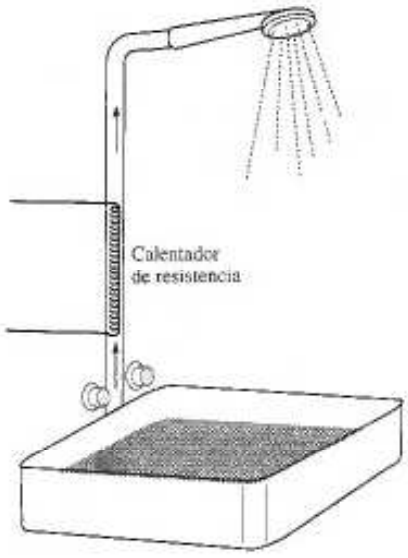


FIGURA P6-155

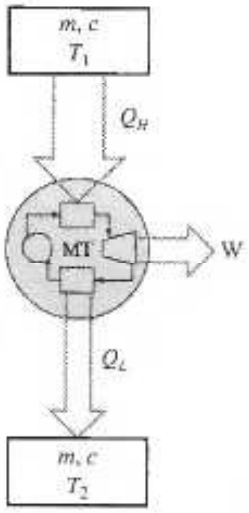


FIGURA P6-156



FIGURA P6-157

del agua drenada al agua fría entrante), determine la entrada de potencia eléctrica requerida en este caso, y la reducción en la relación de generación de entropía en la sección del calentador de resistencia eléctrica.

6-156 Considere dos cuerpos de masa idéntica m y calor específico C utilizados como depósitos térmicos (fuente y sumidero) para una máquina térmica. El primer cuerpo está a una temperatura absoluta inicial T_1, en tanto que el segundo se encuentra a una temperatura absoluta menor T_2. Del primer cuerpo transfiere calor a la máquina térmica que entrega el calor de desecho al segundo cuerpo. El proceso continúa hasta que las temperaturas finales de los dos cuerpos T_f se vuelven iguales. Demuestre que $T_f = \sqrt{T_1 T_2}$ cuando la máquina térmica produce el máximo trabajo posible.

6-157 La explosión de un tanque de agua caliente en una escuela en Spencer, Oklahoma, en 1982, mató a 7 personas y lesionó a otras 33. Aunque el número de esas explosiones ha disminuido drásticamente desde el desarrollo del ASME Pressure Vessel Code, el cual requiere que los tanques se diseñen para soportar cuatro veces las presiones de operación normal, siguen presentándose debido a las fallas de las válvulas de desahogo de presión y de los termostatos. Cuando se rompe un tanque lleno con un líquido a alta presión y temperatura, la caída repentina de la presión del líquido al nivel atmosférico provoca que parte del mismo se evapore y que, por ello, experimente un enorme aumento en su volumen. La onda de presión resultante que se propaga rápidamente puede ocasionar daños considerables.

Si considera que al final el líquido presurizado en el tanque alcanza el equilibrio con sus alrededores en breve tiempo, después de la explosión, el trabajo que un líquido presurizado realizaría si se le dejara expandirse reversible y adiabáticamente hasta la presión de los alrededores puede considerarse como la *energía explosiva* del líquido presurizado. Debido al muy corto periodo de la explosión y a la aparente calma posterior, el proceso de la explosión puede considerarse como adiabático sin cambios en las energías cinética y potencial, y sin mezcla con el aire.

Considere un tanque de agua caliente de 100 L que tiene una presión de trabajo de 0.5 MPa. Como resultado de un mal funcionamiento, la presión en el tanque aumenta a 2 MPa punto en el cual el tanque explota. Considere la presión atmosférica igual a 100 kPa y suponga que el líquido en el tanque está saturado en el momento de la explosión, determine la energía explosiva del tanque en términos de la equivalencia del TNT. (La energía explosiva del TNT es aproximadamente de 3 250 kJ/kg, y 5 kg de TNT provocan la destrucción total de estructuras no reforzadas dentro de un radio de 7 m.) *Respuesta:* 2.467 kg TNT

6-158 Con base en los argumentos del problema anterior, determine la energía explosiva total de una lata de bebida de 0.2 L que explota a una presión de 1 MPa. ¿A cuántos kg de TNT es equivalente esta energía explosiva?

Problemas de computadora, de diseño y de ensayo

6-159 Escriba un programa de computadora para determinar la entrada de trabajo en un compresor de múltiples etapas para un conjunto dado de presiones de

entrada y salida en cualquier número de etapas. Suponga que la razón de presiones en cada etapa es idéntica y que el proceso de compresión es politrópico. Liste y grafique el trabajo del compresor contra el número de etapas para $P_1 = 100$ kPa, $T_1 = 17°C$, $P_2 = 800$ kPa y $n = 1.35$ para el aire. Con base en esta gráfica, ¿usted justificaría el empleo de compresores con muchas etapas?

6-160 Es bien sabido que la temperatura de un gas aumenta mientras se comprime como resultado de la entrada de energía en la forma de trabajo de compresión. A relaciones de compresión elevadas, la temperatura del aire puede aumentar por arriba de la temperatura de autoignición de algunos hidrocarburos, incluyendo algunos aceites lubricantes. Por consiguiente, la presencia de algún vapor de aceite lubricante en aire a elevada presión aumenta la posibilidad de una explosión, y crea el peligro de incendio. La concentración de aceite dentro del compresor suele ser demasiado baja para crear un peligro real. Sin embargo, el aceite que se colecta en las paredes internas de la tubería de escape del compresor puede provocar una explosión. Dichas explosiones se han eliminado de forma considerable mediante los aceites lubricantes adecuados, un diseño cuidadoso del equipo, un interenfriamiento entre las etapas del compresor y al mantener el sistema limpio.

En Los Ágeles se va a diseñar un compresor para una aplicación industrial. Si la temperatura de salida del compresor no va a ser mayor que 250°C por cuestiones de seguridad, determine la máxima relación de compresión permisible que es segura para todas las condiciones climáticas de esa área.

6-161 Identifique las principales fuentes de generación de entropía en su casa y proponga maneras de reducirlas.

6-162 Obtenga la siguiente información respecto de la central eléctrica que esté más cercana a su ciudad: la salida de potencia neta, el tipo y cantidad de combustible, la potencia consumida por las bombas, ventiladores y otros equipos auxiliares, las emisiones de gas por chimenea, las temperaturas en varias zonas cercanas y la relación de desecho de calor en el condensador. Con éstos y otros datos relevantes, determine la relación de generación de entropía en esa central eléctrica.

6-163 Piense en todas las actividades que realizó el día de ayer. Liste tres de ellas durante las cuales contribuyó considerablemente al aumento de entropía del universo. Explique por qué esas actividades son irreversibles y cómo generan entropía.

Análisis de la segunda ley en sistemas de ingeniería

CAPÍTULO 7

La conciencia creciente de que los recursos energéticos mundiales son limitados ha provocado que algunos gobiernos reexaminen sus políticas energéticas y tomen drásticas medidas para evitar el desperdicio. En la comunidad científica también se ha desatado un mayor interés por considerar más de cerca los dispositivos de conversión de energía para desarrollar nuevas técnicas con el fin de emplear mejor los limitados recursos actuales. La primera ley de la termodinámica trata sobre la *cantidad* de la energía y sostiene que ésta no puede ser creada ni destruida. Esta ley es una herramienta necesaria para contabilizar la energía durante un proceso y no presenta problemas al ingeniero. La segunda ley, sin embargo, trata sobre la *calidad* de la energía. En especial, se ocupa de la degradación de la energía durante un proceso, la generación de entropía, la pérdida de oportunidades para efectuar trabajo, y ofrece un gran margen para mejoras.

La segunda ley de la termodinámica ha probado ser una poderosa herramienta en el perfeccionamiento de sistemas termodinámicos complejos. En este capítulo, se examina el rendimiento de dispositivos de ingeniería a la luz de la segunda ley de la termodinámica. Inicia con la introducción de la *disponibilidad*, que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema en un estado dado. Continúa con el *trabajo reversible*, que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse cuando un sistema es sometido a un proceso entre dos estados específicos. Después se analiza la *irreversibilidad*, que es la pérdida de trabajo potencial durante un proceso como resultado de irreversibilidades, y se define una *eficiencia de la segunda* ley. En seguida estos conceptos se aplican a sistemas cerrados y volúmenes de control.

7-1 ■ DISPONIBILIDAD. Potencial de trabajo máximo

Cuando se descubre una nueva fuente de energía, por ejemplo, un pozo geotérmico, lo primero que hacen los exploradores es calcular la cantidad de energía contenida en la fuente. Sin embargo esta única información es de poco valor al decidir si se construye una central eléctrica en ese sitio. Lo que se necesita conocer es el *potencial de trabajo* de la fuente, es decir, la cantidad de energía que se puede extraer como trabajo útil, por ejemplo, para accionar un generador. El resto de la energía —la parte que no está disponible para convertirla en trabajo— a la larga se descartará como energía de desecho y no vale la pena considerarla. Por ello es deseable tener una propiedad que permita determinar el potencial de trabajo útil de una cantidad de energía determinada en cierto estado especificado. Esta propiedad es la *disponibilidad*.

El potencial de trabajo de la energía contenida en un sistema en un estado especificado es, sencillamente, el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema. El lector recordará que el trabajo realizado durante un proceso depende del estado inicial, el estado final y la trayectoria del proceso. Es decir,

$$\text{Trabajo} = f(\text{estado inicial, trayectoria del proceso, estado final})$$

En un análisis de la disponibilidad se especifica el estado inicial, por lo tanto no es una variable. Como se muestra en la figura 6-10, la salida de trabajo se maximiza cuando el proceso entre dos estados especificados se ejecuta de manera reversible. Por tanto, se descartan todas las irreversibilidades al determinar el potencial de trabajo. Por último, el sistema debe estar en el *estado muerto* al final del proceso para maximizar la salida de trabajo.

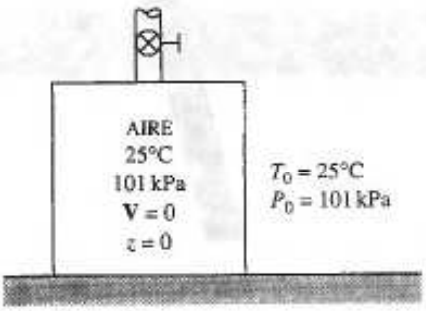


FIGURA 7-1
Un sistema que se encuentra en equilibrio con sus alrededores se dice que está en el estado muerto.

Un sistema estará en el **estado muerto** cuando se encuentre en equilibrio termodinámico con sus alrededores (figura. 7-1). En el estado muerto un sistema se encuentra a la temperatura y a la presión de sus alrededores (en equilibrio térmico y mecánico); no tiene energía cinética o potencial relativa a sus alrededores (velocidad cero y elevación cero por arriba de un nivel de referencia), y no reacciona con los alrededores (químicamente inerte). Además, no hay efectos magnéticos, eléctricos y de tensión superficial desbalanceados entre el sistema y sus alrededores, si éstos son relevantes para la situación específica. Las propiedades de un sistema en el estado muerto se denotan mediante el subíndice cero, por ejemplo, P_0, T_0, h_0, u_0 y s_0. A menos que se especifique de otro modo la temperatura y la presión del estado muerto se suponen iguales a $T_0 = 25°C$ (77°F) y $P_0 = 1$ atm (101.325 kPa o 14.7 psia). Un sistema tiene disponibilidad cero en el estado muerto (figura 7-2).



FIGURA 7-2
En el estado muerto, el potencial de trabajo útil (disponibilidad) de un sistema es cero.

La noción de que un sistema debe ir al estado muerto al final del proceso para maximizar la salida del trabajo puede explicarse como sigue: Si la temperatura del sistema en el estado final es mayor o menor que la temperatura del ambiente en que se encuentra, siempre es posible producir trabajo adicional al operar una máquina térmica entre estos dos niveles de temperatura. Si la presión final es mayor o menor la presión del ambiente, es posible seguir obteniendo trabajo si se deja que el sistema se expanda hasta la presión del ambiente. Si la velocidad final del sistema no es cero, se puede tomar la energía cinética extra mediante una turbina y convertirla en el trabajo de un eje giratorio, y así sucesi-

vamente. Ningún trabajo puede producirse de un sistema que se encuentra inicialmente en el estado muerto. La atmósfera contiene una cantidad muy grande de energía. Sin embargo, la atmósfera está en el estado muerto y la energía que contiene no tiene potencial de trabajo (figura 7-3).

En consecuencia, *un sistema entregará el máximo trabajo posible cuando es sometido a un proceso reversible desde el estado inicial especificado hasta el estado de su medio, decir, el estado muerto* (Figura 7-4). Éste representa el *potencial de trabajo útil* del sistema en el estado especificado y se denomina la **disponibilidad**. Es importante darse cuenta de que la disponibilidad no representa la cantidad de trabajo que un dispositivo que lo produce entregará realmente después de instalarlo. Más bien representa el *límite superior de cantidad de trabajo que un dispositivo puede entregar sin violar ninguna de las leyes termodinámicas*. Siempre habrá una diferencia, grande o pequeña, entre la disponibilidad y el trabajo real entregado por un dispositivo. Esta diferencia representa la posibilidad que los ingenieros tienen para la mejora.

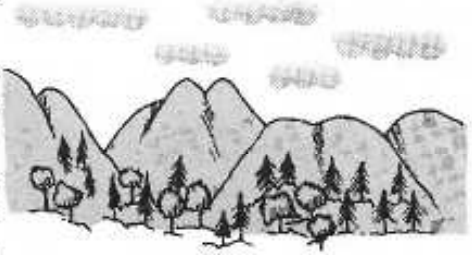


FIGURA 7-3
La atmósfera contiene una cantidad de energía muy grande pero cero disponibilidad.

Advierta que la disponibilidad de un sistema en un estado especificado depende de las condiciones del medio (el estado muerto), así como de las propiedades del sistema. Por tanto, la disponibilidad es una propiedad de la combinación sistema-alrededores y no sólo del sistema. La alteración del ambiente es otra manera de aumentar la disponibilidad pero, en definitiva no es una alternativa fácil.

El término *disponibilidad* se hizo popular en Estados Unidos en la Escuela de Ingeniería del MIT (Massachusetts Institute of Technology) en los años cuarenta. En la actualidad, un término equivalente, *exergía*, que fue introducido en Europa en la década de los cincuenta, encuentra aceptación global debido en parte a que puede adaptarse sin requerir traducción. En este texto los dos términos se emplearán alternativamente. El lector deberá estar enterado de que algunos autores los definen con ligeras diferencias.

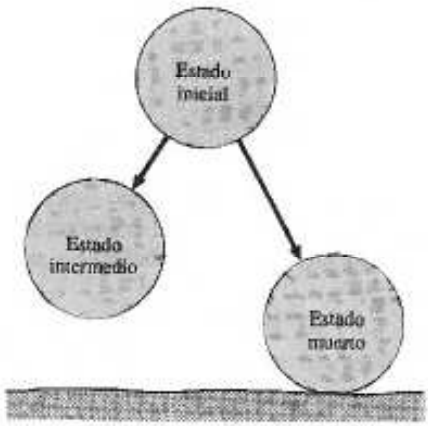


FIGURA 7-4
Un sistema entregará el mayor trabajo cuando se someta a un proceso reversible hasta el estado muerto.

EJEMPLO 7-1

Un aerogenerador con un rotor de 12 m de diámetro, como se muestra en la figura 7-5, se va a instalar en un sitio donde el viento sopla permanente con una velocidad promedio de 10 m/s. Determine la potencia disponible del aerogenerador.

Solución El aire que fluye con el viento tiene las mismas propiedades que el aire atmosférico estancado, excepto en que posee una velocidad y, en consecuencia cierta energía cinética. Este aire alcanzará el estado muerto cuando se lleve al paro completo. Por consiguiente, la disponibilidad del aire que sopla es la energía cinética que posee.

$$\text{Disponibilidad} = \text{ec}_1 = \frac{V_1^2}{2} = \frac{(10\,\text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\,\text{kJ/kg}}{1000\,\text{m}^2/\text{s}^2}\right) = 0.05\,\text{kJ/kg}$$

Es decir, cada unidad de masa de aire que fluye a una velocidad de 10 m/s tiene un potencial de trabajo de 0.05 kJ/kg. En otras palabras, un aerogenerador perfecto detendrá por completo el aire y capturará esos 0.05 kJ/kg de potencial de trabajo. Para determinar la potencia disponible es necesario conocer la cantidad de aire que pasa por el rotor del aerogenerador por unidad de tiempo, decir la relación de flujo de masa. Si se suponen condiciones atmosféri-

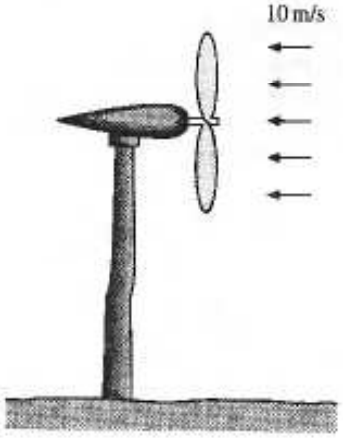


FIGURA 7-5
Dibujo esquemático para el ejemplo 7-1.

cas estándar (25 C, 101 kPa), la densidad del aire es 1.18 kg/m³ y su relación de flujo de masa es

$$\dot{m} = \rho A \mathbf{V}_1 = \rho \frac{\pi D^2}{4} \mathbf{V}_1 = (1.18\ \text{kg/m}^3)\left(\frac{3.14}{4}\right)(12\ \text{m})^2(10\ \text{m/s})$$

$$= 1334\ \text{kg/s}$$

Por tanto,

$$\text{Potencia disponible} = \dot{m}(\text{ec}_1) = (1\,334\ \text{kg/s})(0.05\ \text{kJ/kg}) = \mathbf{66.7\ kW}$$

Ésta es la máxima potencia disponible para el aerogenerador. La mayor parte de los aerogeneradores actuales aprovechan de 20 a 40 por ciento de la energía cinética del viento. Suponga una eficiencia de conversión de 25 por ciento, y un aerogenerador real convertirá 16.7 kW en electricidad. Advierta que el potencial de trabajo en este caso es igual a la energía cinética total del aire, debido a que la energía cinética por sí sola es una forma de energía "mecánica".

EJEMPLO 7-2

Considere un gran horno que puede suministrar energía en forma de calor a 2000 R a una relación permanente de 3000 Btu/s. Determine la disponibilidad de esta energía. Suponga una temperatura ambiental de 77 F.

Solución En este ejemplo el horno puede modelarse como un depósito de energía térmica que suministra calor indefinidamente a una temperatura constante. La disponibilidad de esta energía térmica es su potencial de trabajo útil —la máxima cantidad de trabajo posible que puede extraérsele. Esto corresponde a la cantidad de trabajo que una máquina térmica reversible que opera entre el horno y el ambiente puede producir. Primero determine la eficiencia térmica de esta máquina térmica reversible:

$$\eta_{t,\text{máx}} = \eta_{t,\text{rev}} = 1 - \frac{T_0}{T_H} = 1 - \frac{537\ \text{R}}{2\,000\ \text{R}} = 0.732 \text{ o } 73.2\%$$

Es decir una máquina térmica puede convertir, cuando mucho, 73.2 por ciento del calor recibido de este horno en trabajo. En otras palabras, sólo 73.2 por ciento de esta energía térmica se encuentra disponible para producir trabajo. De manera que la disponibilidad de este horno, en la forma de relación, es equivalente a la potencia producida por la máquina térmica reversible:

$$\dot{W}_{\text{máx}} = \dot{W}_{\text{rev}} = \eta_{t,\text{rev}} \dot{Q}_{\text{en}} = (0.732)(3\,000\ \text{Btu/s}) = \mathbf{2\,196\ Btu/s}$$

Observe que 26.8 por ciento de la energía transferida del horno como calor no está disponible para realizar trabajo. La parte de la energía que no puede convertirse en trabajo se denomina **energía indisponible** (figura 7-6), que es, simplemente, la diferencia entre la energía total de un sistema a un estado especificado y la disponibilidad de esa energía.

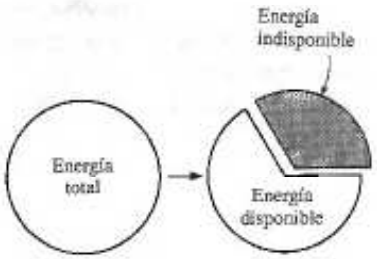


FIGURA 7-6
La energía indisponible es la parte de la energía que no puede convertirse en trabajo ni siquiera mediante una máquina térmica reversible.

7-2 ■ TRABAJO REVERSIBLE E IRREVERSIBILIDAD

El análisis de disponibilidad descrito es útil para determinar el potencial de trabajo útil de la energía de un sistema en un estado especificado. Sirve como una valiosa herramienta al determinar la calidad de la energía y comparar los poten-

ciales de trabajo de diferentes fuentes de energía. Sin embargo, el análisis de disponibilidad solo no es de gran valor en el estudio de dispositivos de ingeniería que operan entre dos estados fijos. Puesto que en un análisis de disponibilidad, el estado final siempre se asume como el *estado muerto*, lo cual no siempre será el caso para los sistemas de ingeniería reales.

Las eficiencias adiabáticas analizadas en el capítulo 6 también son de uso limitado, debido a que el estado de salida del proceso modelo (isentrópico) no es el mismo que el estado de salida real. En esta sección, se describen dos nuevas cantidades que se relacionan con los estados inicial y final del proceso real. Estas dos cantidades son el *trabajo reversible* y la *irreversibilidad*, y sirven como valiosas herramientas en los estudios de perfeccionamiento de los componentes en sistemas termodinámicos complejos. Pero primero es necesario examinar el **trabajo de los alrededores**, el trabajo efectuado por o contra los alrededores durante un proceso.

El trabajo realizado por dispositivos que producen trabajo no siempre está del todo en una forma útil. Por ejemplo, cuando un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo se está expandiendo, parte del trabajo realizado por el gas se emplea en empujar el aire atmosférico fuera del camino del émbolo (figura 7-7). Este trabajo, que no puede recuperarse y emplearse en ningún propósito útil, es igual a la presión atmosférica P_0 por el cambio de volumen del sistema $V_2 - V_1$:

$$W_{alr} = P_0(V_2 - V_1) = mP_0(v_2 - v_1) \qquad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}1)$$

La diferencia entre el trabajo real W y el trabajo de los alrededores W_{alr} recibe el nombre de **trabajo útil real,** o sólo **trabajo útil** W_u:

$$W_u = W - W_{alr} \qquad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}2)$$

Cuando un sistema se expande y realiza trabajo, parte de éste se emplea en vencer la presión atmosférica y, por ello, W_{alr} representa una pérdida. Sin embargo, cuando un sistema se comprime la presión atmosférica ayuda al proceso de compresión y, en consecuencia, W_{alr} representa una ganancia.

Advierta que el trabajo efectuado por o contra la presión atmosférica sólo tiene significado para sistemas cuyo volumen cambia durante el proceso (es decir, sistemas que incluyen trabajo de la frontera móvil). No importante en dispositivos cíclicos y sistemas cuyas fronteras permanecen fijas durante un proceso, como tanques rígidos y dispositivos de flujo permanente (turbinas, compresores, toberas, intercambiadores de calor, etcétera.), como se muestra en la figura 7-8.

El **trabajo reversible** W_{rev} se define como *la cantidad máxima de trabajo útil que puede obtenerse cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados especificados inicial y final.* Ésta es la salida (o entrada) de trabajo útil que se obtiene cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de manera totalmente reversible. Es decir, cualquier transferencia de calor entre el sistema y los alrededores debe darse en forma reversible, y ninguna irreversibilidad debe estar presente dentro del sistema durante el proceso. Cuando el estado final es el estado muerto, el trabajo reversible es igual a la disponibilidad (figura 7-9). En procesos que requieren trabajo, el trabajo reversible representa la cantidad de trabajo mínima necesaria para llevar a cabo el proceso. Por conveniencia en este capítulo el término *trabajo* se emplea para denotar tanto el trabajo como la potencia.

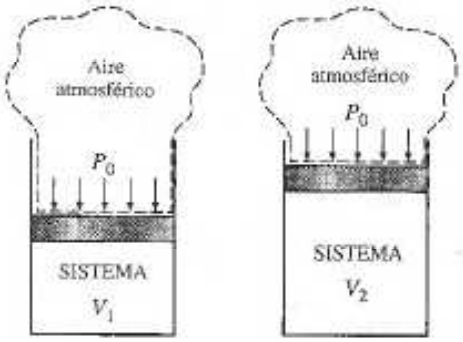


FIGURA 7-7
Cuando se expande un sistema cerrado, es necesario efectuar cierto trabajo para hacer a un lado el aire atmosférico (W_{alr})

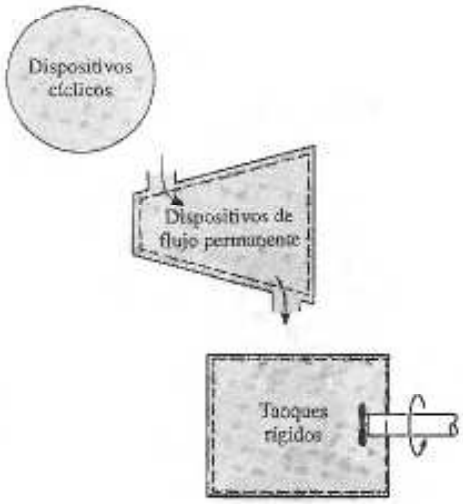


FIGURA 7-8
En sistemas de volumen constante, los trabajos totales real y útil son idénticos ($W_u = W$).



FIGURA 7-9
Para un estado inicial fijo, el trabajo reversible y la disponibilidad son idénticos cuando el estado final es el estado muerto.

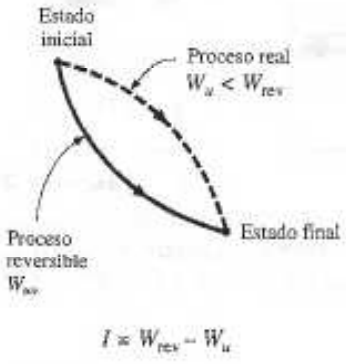


FIGURA 7-10
La diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil real es la irreversibilidad.

Cualquier diferencia entre el trabajo reversible W_{rev} y el trabajo útil W_u se debe a las irreversibilidades presentes durante el proceso y se denomina **irreversibilidad** I, y se expresa como (figura 7-10)

$$I = W_{rev} - W_u \quad \text{(kJ)} \tag{7-3a}$$

o

$$i = w_{rev} - w_u \quad \text{(kJ/kg)} \tag{7-3b}$$

La irreversibilidad generada durante un proceso por unidad de tiempo se llama relación *de irreversibilidad* $\dot{I}$ y está dada por

$$\dot{I} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_u \quad \text{(kW)} \tag{7-3c}$$

En un proceso totalmente reversible, los términos del trabajo real y del reversible son idénticos; por ello, la irreversibilidad es cero. Se esperaba dicho resultado porque los procesos totalmente reversibles no generan entropía, la cual es una medida de las irreversibilidades que suceden durante un proceso. En todos los procesos reales (irreversibles) la irreversibilidad es una cantidad positiva, ya que el término trabajo es positivo si $W_{rev} > W_u$ para dispositivos que producen trabajo, y el término trabajo es negativo si $|W_{rev}| < |W_u|$ para dispositivos que consumen trabajo.

La irreversibilidad se considera como la *oportunidad perdida* para hacer trabajo. Representa la energía que podría haberse convertido en trabajo pero que no lo fue. Cuanto más pequeña es la irreversibilidad asociada con un proceso, tanto mayor será el trabajo producido (o tanto menor el trabajo que será consumido). Para mejorar el rendimiento de sistemas de ingeniería complejos deben localizarse las fuentes primarias de irreversibilidad asociadas con cada componente en el sistema, y deben realizarse esfuerzos para minimizarlas.

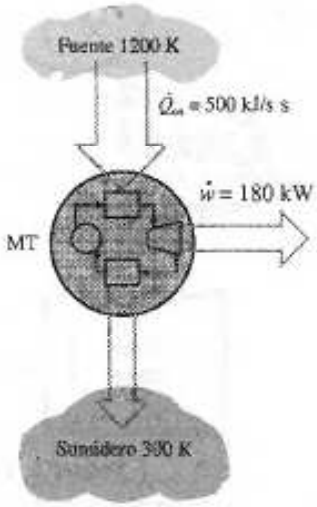


FIGURA 7-11
Dibujo esquemático para el ejemplo 7-3.

EJEMPLO 7-3

La máquina térmica que se muestra en la figura 7-11 recibe calor de una fuente a 1 200 K a una relación de 500 kJ/s y desecha calor en un medio a 300 K. La salida de potencia de la máquina térmica es de 180 kW. Determine la potencia reversible y la relación de irreversibilidad para este proceso.

Solución La potencia reversible para este proceso es la cantidad de potencia que una máquina térmica reversible, como una máquina térmica de Carnot,

producirá al operar entre los mismos límites de temperatura. Se determine mediante la definición de eficiencia térmica para un ciclo reversible de una máquina térmica:

$$\dot{W}_{rev} = \eta_{t,rev}\dot{Q}_{en} = \left(1 - \frac{T_{sumidero}}{T_{fuente}}\right)\dot{Q}_{en} = \left(1 - \frac{300\ \text{K}}{1\,200\ \text{K}}\right)(500\ \text{kW}) = \mathbf{375\ kW}$$

Ésta es la potencia máxima que puede producir una máquina térmica que opera entre límites de temperatura especificados y que recibe calor a la relación especificada. Lo anterior también representaría la *potencia disponible* si 300 K fuera la temperatura más baja disponible para el rechazo de calor.
La relación de irreversibilidad es la diferencia entre la potencia reversible (potencia máxima que podría haberse producido) y la salida de potencia útil:

$$\dot{I} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_u = (375 - 180)\,\text{kW} = \mathbf{195\ kW}$$

Es decir , 195 kW de potencial de potencia se desperdician durante este proceso debido a las irreversibilidades. Advierta que los 500 – 375 = 125 kW de calor desechados en el sumidero no están disponibles para convertirse en trabajo y, por ello, no son parte de la irreversibilidad.

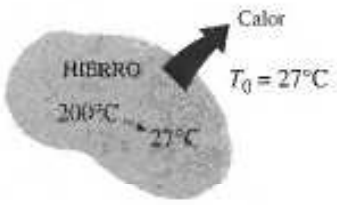


FIGURA 7-12
Dibujo esquemático para el ejemplo 7-4.

EJEMPLO 7-4

Un bloque de hierro de 500 kg mostrado en la figura 7-12 tenía inicialmente 200°C y se dejó enfriar hasta 27°C transfiriendo calor al aire de los alrededores a 27°C. Determine el trabajo reversible y la irreversibilidad para este proceso.

Solución Es probable que le sorprenda la petición de que determine el "trabajo reversible" para un proceso que no incluye ninguna interacción de trabajo. Ahora bien, incluso si no se intenta producir trabajo durante este proceso, existirá el potencial para efectuar trabajo, y el trabajo reversible es una medida cuantitativa de este potencial.

En este caso el trabajo reversible se determina al considerar una serie de máquinas térmicas reversibles y maquinarias que operan entre la fuente (a una temperatura variable T) y el sumidero (a una temperatura constante T_0), como se muestra en la figura 7-13, y sumando su salida de trabajo:

$$\delta W_{rev} = \eta_{t,rev}\delta Q_{en} = \left(1 - \frac{T_{sumidero}}{T_{fuente}}\right)\delta Q_{en} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\delta Q_{en}$$

y

$$W_{rev} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\delta Q_{en}$$

La temperatua de la fuente T cambia de $T_i = 200°C = 473$ K a $T_0 = 27°C = 300$ K durante este proceso. La entrada de calor a la máquina térmica se determina con la ecuación de la conservación de la energía al bloque de hierro. Si reconoce que ningún trabajo cruza las fronteras del bloque de hierro y trata al calor específico del hierro como una constante en el valor promedio, obtiene

$$\delta Q - \delta \overset{0}{W} = dU = mC_{pro}\,dT$$

$$\delta Q = mC_{pro}\,dT$$

y

$$\delta Q_{en} = \delta Q = -mC_{pro}\,dT$$

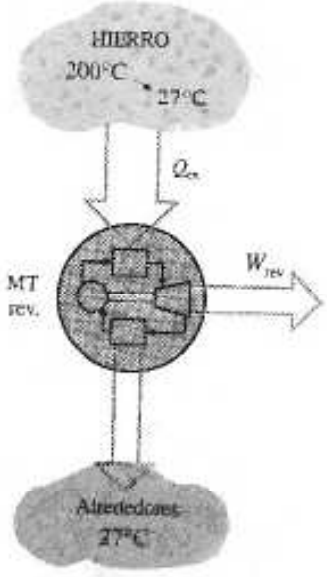


FIGURA 7-13
Un proceso de transferencia de calor irreversible puede hacerse reversible mediante el uso de una máquina térmica reversible.

puesto que las transferencias de calor a partir del hierro y hacia la máquina térmica son iguales en magnitud y de signo opuesto. Si sustituye y efectúa la integración, el trabajo reversible se determina como

$$W_{rev} = \int_{T_i}^{T_0} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)(-mC_{pro}\, dT) = mC_{pro}(T_i - T_0) - mC_{pro}\, T_0 \ln \frac{T_i}{T_0}$$

$$= (500 \text{ kg})[0.45 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}]\left[(473 - 300) \text{ K} - (300 \text{ K}) \ln \frac{473 \text{ K}}{300 \text{K}}\right]$$

$$= \mathbf{8\ 191\ kJ}$$

donde el valor del calor específico se obtiene de la tabla A-3. El primer término en la ecuación anterior [$Q = mC_{pro}(T_i - T_0) = 38\,925$ kJ] es la transferencia de calor total del bloque de hierro a la máquina térmica. El trabajo reversible para este problema es igual a 8191 kJ, lo que significa que 8191 (21 por ciento) de los 38,925 kJ de calor transferidos del bloque de hierro al aire de ambiente *podrían* haberse convertido en trabajo. Si la temperatura ambiente especificada de 27°C es la temperatura ambiente más baja disponible, el trabajo reversible determinado también representa la disponibilidad, es decir, el potencial de trabajo máximo de la energía sensible contenida en el bloque de hierro.

La irreversibilidad en este proceso se determina a partir de su definición, ecuación 7-3*a*:

$$I = W_{rev} - W_u = (8191 - 0)\text{ kJ} = 8191 \text{ kJ}$$

Advierta que el trabajo reversible (el potencial de trabajo) y la irreversibilidad (el potencial de trabajo desechado) son los mismos en este caso porque todo el potencial de trabajo se desecha. La fuente de irreversibilidad en este proceso es la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita.

EJEMPLO 7-5

El bloque de hierro analizado en el ejemplo 7-4 a utiliza para mantener una casa a 27°C cuando la temperatura exterior es 5°C. Determine la cantidad máxima de calor que puede suministrarse a la casa cuando el hierro se enfría a 27°C.

Solución Es probable que la primera idea para utilizar la mayor parte de la energía almacenada en el bloque de hierro sea llevarlo al interior y dejarlo que se enfríe en la casa, como muestra la figura 7-14, y transfiera su energía como calor al aire interior (siempre que se tenga, por supuesto, la aprobación del propietario). Como la casa se mantiene a 27°C, el bloque de hierro puede "perder" calor hasta que su temperatura disminuya a 27°C y transfiera un total de 38 925 kJ de calor. En vista de que se utiliza toda la energía del bloque de hierro disponible para calentamiento sin desperdiciar un sólo kilojoule, parecería que tenemos una operación 100 por ciento eficiente, y que nada puede modificar esto, ¿correcto? Pero, no es exactamente el caso.

El ejemplo 7-4 mostró que este proceso tiene una irreversibilidad de 8 191 kJ, lo que significa que las cosas no son tan "perfectas" como parecen. Un proceso "perfecto" es aquel que implica irreversibilidad "cero". La irreversibilidad en este proceso se asocia con la transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura finita que puede eliminarse al operar una máquina térmica reversible entre el bloque de hierro y el aire interior. Esta máquina térmica producirá (como se determinó en el ejemplo 7-4) 8 191 kJ de trabajo y desechará los

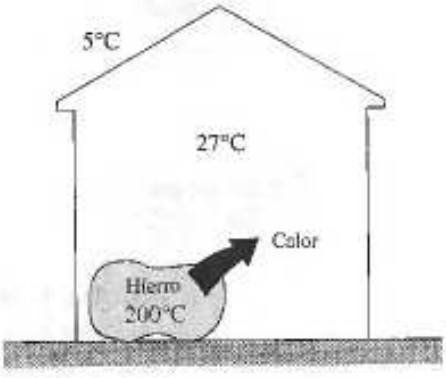


FIGURA 7-14
Dibujo esquemático para el ejemplo 7-5.

restantes 38 925 – 8191 = 30 734 kJ de calor en la casa. Después de esto ha logrado eliminar la irreversibilidad y terminar con 8 191 kJ de trabajo. ¿Qué se puede hacer con este trabajo? Bien, en el peor de los casos puede convertirse en el calor que opere una hélice, por ejemplo, creando una cantidad igual de irreversibilidad. O puede suministrarse este trabajo a una bomba de calor que conducirá calor desde el exterior a 5°C hacia el interior a 27°C. Dicha bomba de calor, si es reversible, tendrá un coeficiente de rendimiento de

$$\text{COP}_{BC} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (278\text{ K})/(300\text{ K})} = 13.6$$

Es decir, esta bomba de calor puede suministrar a la casa 13.6 veces la energía que consume como trabajo. En el caso anterior, consumirá los 8 191 kJ de trabajo y entregará 8 191 x 13.6 = 111 398 kJ de calor a la casa. Por tanto, el bloque de hierro caliente tiene el potencial de suministrar

$$(30\,734 + 111\,398)\text{ kJ} = \mathbf{142\,132\text{ kJ}}$$

de calor a la casa. La irreversibilidad en este proceso es cero y lo anterior es *lo mejor* que se puede hacer en las condiciones especificadas. Un argumento similar puede darse para la calefacción eléctrica de edificios residenciales o comerciales.

Ahora se debe responder la siguiente pregunta: ¿Qué sucedería si operara la máquina térmica entre el bloque de hierro y el aire exterior en lugar de la casa hasta que la temperatura del bloque de hierro descendiera a 27°C? ¿La cantidad de calor suministrado a la casa se mantendría en 142 132 kJ? Ésta es una sugerencia: Los estados inicial y final en ambos casos son los mismos, y en ambos la irreversibilidad también es cero.

Transferencia de disponibilidad con interacciones de calor y trabajo

Desde ahora debe ser claro que la *disponibilidad* o el *potencial de trabajo disponible* de la energía en una fuente térmica a temperatura T es el trabajo máximo que puede obtenerse de esa fuente en un ambiente a temperatura T_0, y es equivalente al trabajo producido por una máquina térmica de Carnot que opera entre la fuente y el ambiente. Por tanto, la eficiencia de Carnot $\eta_c = 1 - T_0/T$ representa la fracción de *energía disponible* en una fuente térmica a temperatura $T > T_0$ (figura 7-15). Por ejemplo, sólo 70 por ciento de la energía en una fuente térmica a $T = 1000$ K puede convertirse en trabajo en un ambiente a $T_0 = 300$ K. En otras palabras, el contenido de disponibilidad (o exergía) de cada kilojoule de la energía en ese depósito es 0.7 kJ.

En el capítulo 6 se mostró que *la transferencia de calor* Q en un punto a temperatura T siempre está acompañada por *transferencia de entropía* en la cantidad de Q/T, y que las direcciones de las transferencias de calor y de entropía son siempre las mismas. Así de la exposición anterior se concluye que la transferencia de calor Q siempre está acompañada por la transferencia de disponibilidad y que la cantidad de *transferencia de disponibilidad con calor* A_Q es

$$A_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q \qquad (7\text{-}4)$$



FIGURA 7-15
La eficiencia de carnot $\eta_c = 1 - T_0/T$ representa la fracción de la energía de una fuente térmica a temperatura T que puede convertirse en trabajo en un ambiente a temperatura T_0.

Esta relación proporciona la transferencia de disponibilidad que acompaña a la transferencia de calor Q siempre que T sea más grande o menor que T_0 pero cuando $T < T_0$, la transferencia de calor Q es el calor desechado en el medio frío (el calor de desperdicio) y no debe confundirse con el calor suministrado por el ambiente a T_0. La disponibilidad transferida con el calor es cero cuando $T = T_0$.

Quizá al lector le intrigue lo que sucede cuando $T < T_0$. Es decir, ¿qué pasa si tiene un medio que está a una temperatura más baja que la del ambiente? En ese caso es concebible que pueda hacer funcionar una máquina térmica entre el ambiente y el medio "frío" y que de ese modo un medio frío ofrezca una oportunidad para producir trabajo. Pero esta vez el ambiente sirve como la fuente de calor y el medio frío como el sumidero de calor. En este caso la relación anterior proporciona el negativo de la disponibilidad asociada con el calor Q transferido al medio frío. Por ejemplo, para $T = 100$ K y $Q = 1$ kJ (positivo porque hay una ganancia de calor en el medio frío), la ecuación 7-4 produce $A_Q = (1 - 300/100)(1\text{ kJ}) = -2$ kJ, lo que significa que la disponibilidad del medio frío disminuye en 2 kJ. También quiere decir que esta disponibilidad puede recuperarse, y que la combinación medio frío-ambiente tiene el potencial para producir dos unidades de trabajo por cada unidad de calor desechado en el medio frío a 100 K. Esto es, una máquina térmica de Carnot que opera entre $T_0 = 300$ K y $T = 100$ K producirá dos unidades de trabajo en tanto desecha una unidad de calor por cada tres unidades de calor que recibe del ambiente.

Cuando $T > T_0$, la disponibilidad y la transferencia de calor están en la misma dirección; es decir, aumentan tanto la disponibilidad como el contenido de energía del medio al cual se transfiere el calor. Pero cuando $T < T_0$ (medio frío), la disponibilidad y la transferencia de calor están en direcciones opuestas: la energía del medio frío aumenta debido a la transferencia de calor, pero su disponibilidad disminuye. Al final la disponibilidad del medio frío se vuelve cero, cuando su temperatura alcanza T_0. La ecuación 7-4 puede considerarse también como la *disponibilidad de energía térmica* Q a temperatura T.

Cuando la temperatura T no es constante en el punto donde la transferencia de calor sucede, la transferencia de disponibilidad que acompaña a la transferencia de calor se determina mediante integración

$$A_Q = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \tag{7-5}$$

Observe que la transferencia de calor debido a una diferencia de temperatura finita es irreversible y que como consecuencia se genera cierta entropía. La generación de entropía está acompañada siempre por una destrucción de disponibilidad, como se ilustra en la figura 7-16.

La *transferencia de disponibilidad que acompaña al trabajo*, denotada mediante A_W, es simplemente el trabajo útil. Esto es,

$$A_W = W_u = \begin{cases} W - P_0(V_2 - V_1) & \text{para el trabajo de la frontera} \\ W & \text{para otras formas de trabajo} \end{cases} \tag{7-6}$$

Por tanto, la disponibilidad transferida con el trabajo es igual al propio trabajo W salvo en el caso de un sistema cerrado que implica un cambio en el volumen.

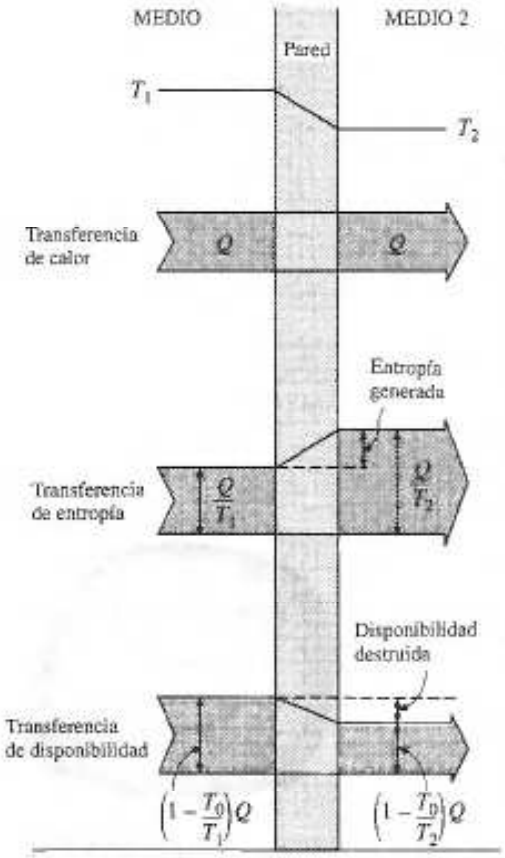


FIGURA 7-16
La transferencia y destrucción de disponibilidad (exergía) durante un proceso de transferencia de calor debido una diferencia de temperatura finita.

En ese caso, la parte $W_{alr} = P_0 (V_2 - V_1)$ del trabajo no puede transferirse a otro sistema ya que se utiliza para quitar el aire durante la expansión, y no está disponible para ningún propósito útil. El aire atmosférico tambien efectúa una parte del trabajo de compresión y, por ello, necesita suministrar menos trabajo útil durante una fuente externa desde la compresión.

Para aclarar un poco más este punto considere un cilindro vertical ajustado con un émbolo sin peso y sin fricción (figura 7-17). El cilindro se llena con un gas que se mantiene a la presión atmosférica P_0 todo el tiempo. Después se transfiere calor al sistema y el gas en el cilindro se expande; como consecuencia el émbolo asciende y se realiza trabajo de frontera. Sin embargo, este trabajo no puede emplearse en ninguna tarea útil porque apenas es el suficiente para empujar a un lado el aire atmosférico. (Si se conecta el émbolo a una carga externa para extraer algo de trabajo útil, la presión en el cilindro tendrá que aumentar arriba de P_0 para vencer la resistencia ofrecida por la carga.) Cuando el gas se enfría el émbolo desciende y comprime el gas. En este caso, tampoco es necesario el trabajo de una fuente externa para realizar este proceso de compresión. De manera que el trabajo efectuado por o contra la atmósfera no está disponible para ningún propósito útil y, en consecuencia, debe excluirse del trabajo disponible.

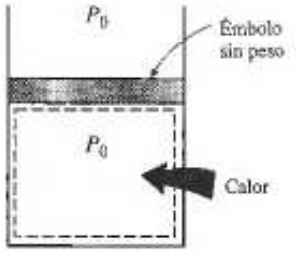


FIGURA 7-17
No hay transferencia de trabajo útil asociada con el trabajo de frontera cuando la presión del sistema se mantiene constante a la presión atmosférica.

Vale la pena mencionar que las energías cinética y potencial están del todo disponibles para el trabajo; lo cual significa que pueden convertirse en trabajo por completo y en consecuencia las *disponibilidades de las energías cinética y potencial* son iguales a ellas mismas. Es decir, $A_{EC} = EC = \mathbf{V^2/2}$ y $A_{EP} = EP = mgz$. Pero la energía interna U y la entalpía H de un sistema no están del todo disponibles para el trabajo. Como se apunta después en este capítulo, las porciones de energía interna y de entalpía disponibles para el trabajo son $U - T_0S$ y $H - T_0S$, respectivamente, cuando el estado de referencia se toma igual al estado muerto.

7-3 ■ EFICIENCIA DE LA SEGUNDA LEY η_{II}

En el capítulo 5 se definió la *eficiencia térmica* y el *coeficiente de rendimiento* para dispositivos, como máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor, como una medida de su rendimiento. Se definieron exclusivamente con base en la primera ley y en ocasiones se conocen como las *eficiencias de la primera ley*.

Sin embargo, la eficiencia de la primera ley (conocida también como la *eficiencia de conversión*) no hace referencia al mejor rendimiento posible; por lo tanto, puede ser errónea.

Como ejemplo considere dos máquinas térmicas, ambas con una eficiencia térmica del 30 por ciento, como muestra la figura 7-18. Una de las máquinas (máquina A) se alimenta con calor de una fuente a 600 K y la otra (máquina B) de una fuente a 1000 K. Ambas desechan calor en un medio a 300 K. A primera vista parece que los dos convierten la misma fracción de calor que reciben en trabajo; de manera que se desempeñan igualmente bien. No obstante, si se observa con mayor detalle y a la luz de la segunda ley de la termodinámica se verá una imagen totalmente diferente. Estas máquinas, en el mejor de los casos, pue-

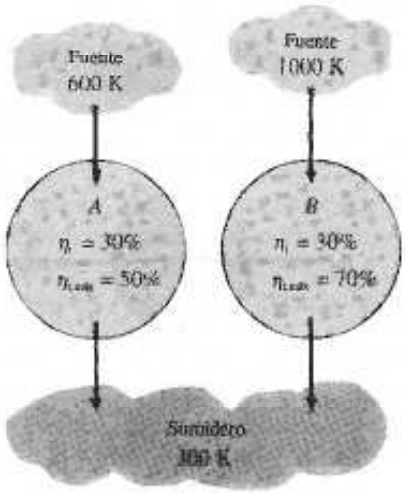


FIGURA 7-18
Dos máquinas térmicas que tienen la misma eficiencia térmica pero diferentes eficiencias térmicas máximas.

den desempeñarse como máquinas reversibles (Carnot), en cuyo caso sus eficiencias serían

$$\eta_{\text{rev},A} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)_A = 1 - \frac{300\ \text{K}}{600\ \text{K}} = 50\%$$

$$\eta_{\text{rev},B} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)_B = 1 - \frac{300\ \text{K}}{1000\ \text{K}} = 70\%$$

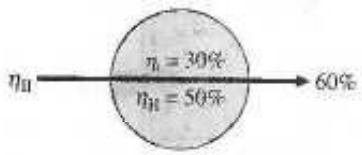


FIGURA 7-19
La eficiencia de la segunda ley es una medida del rendimiento de un dispositivo en relación con su rendimiento en condiciones reversibles.

Ahora es evidente que la máquina *B* tiene disponible para ella un potencial de trabajo más grande (70 por ciento del calor proporcionado en comparación con 50 por ciento para la máquina *A*) y por ello debe desempeñarse muchísimo mejor que la máquina *A*. Por consiguiente, es posible afirmar que la máquina *B* se desempeña pobremente en relación con la máquina *A*, aun cuando ambas tienen la misma eficiencia térmica.

Es obvio, por este ejemplo, que la eficiencia de la primera ley no es suficiente para medir el valor real del desempeño de dispostivos de ingeniería. Para superar esta deficiencia, es necesario definir una **eficiencia de la segunda ley** $(\eta)_{II}$, llamada también llama la **eficacia,** como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica máxima posible (reversible) en las mismas condiciones (figura 7-19):

$$\eta_{II} = \frac{\eta_t}{\eta_{t,\text{rev}}} \qquad \text{(máquinas térmicas)} \qquad (7\text{-}7a)$$

Con base en esta definición, las eficiencias de la segunda ley de las dos máquinas térmicas estudiadas son

$$\eta_{II,A} = \frac{0.30}{0.50} = 0.60 \qquad \text{y} \qquad \eta_{II,B} = \frac{0.30}{0.70} = 0.43$$

Esto es, la máquina *A* convierte 60 por ciento del potencial de trabajo disponible en trabajo útil. Esta proporción es sólo de 43 por ciento para la máquina *B*.

La eficiencia de la segunda ley también puede expresarse como la relación entre la salida de trabajo útil y la salida del trabajo máximo posible (reversible):

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{\text{rev}}} \qquad \text{(dispositivos que producen trabajo)} \qquad (7\text{-}7b)$$

Esta definición es más general porque puede aplicarse tanto a procesos (en turbinas, dispositivos de cilindro-émbolo, etcetera.), como a ciclos. Advierta que la eficiencia de la segunda ley no puede exceder de 100 por ciento (figura 7-20).

También es posible definir una eficiencia de la segunda ley para dispositivos no cíclicos (como compresores) y cíclicos (como refrigeradores) que consumen trabajo como la proporción entre la entrada de trabajo (reversible) mínima y la entrada de trabajo útil:

$$\eta_{II} = \frac{W_{\text{rev}}}{W_u} \qquad \text{(dispositivos que consumen trabajo)} \qquad (7\text{-}8a)$$

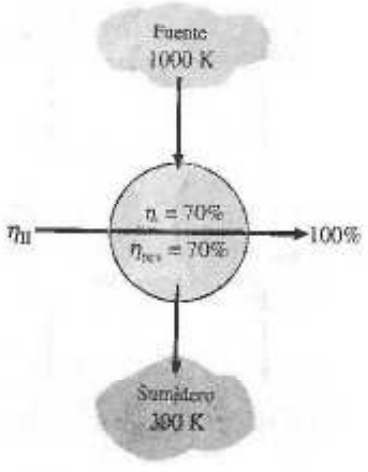


FIGURA 7-20
La eficiencia de la segunda ley de todos los dispositivos reversibles es 100 por ciento.

Para dispositivos cíclicos como los refrigeradores y las bombas de calor, igualmente puede expresarse en términos de los coeficientes de rendimiento como

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{rev}} \qquad \text{(refrigeradores y bombas de calor)} \qquad (7\text{-}8b)$$

También en este caso, por la manera en que se definió la eficiencia de la segunda ley, su valor no puede pasar de 100 por ciento. En las relaciones anteriores, el trabajo reversible W_{rev} debe determinarse con los mismos estados inicial y final que en los procesos reales.

Las definiciones anteriores para la eficiencia de la segunda ley no se aplican a dispositivos que no están destinados a producir o consumir trabajo. Por tanto, es necesaria una definición más general. Sin embargo, no hay un acuerdo en una definición general de la eficiencia de la segunda ley, por lo cual una persona puede encontrar diferentes definiciones para el mismo dispositivo. La eficiencia de la segunda ley está ideada para servir como una medida de aproximación a la operación reversible, y por ello su valor debe cambiar de cero en el peor caso (destrucción completa de disponibilidad) a uno en el mejor caso (sin destrucción de disponibilidad). Con esto en mente, se define la eficiencia de la segunda ley como

$$\eta_{II} = \frac{\text{disponibilidad recuperada}}{\text{disponibilidad suministrada}}$$

$$= 1 - \frac{\text{disponibilidad destruida ("irreversibilidad")}}{\text{disponibilidad suministrada}}$$

Por tanto, cuando se determina la eficiencia de la segunda ley, primero se debe encontrar cuánta disponibilidad o potencial de trabajo se consume durante un proceso. En operación reversible, se debe ser capaz de recuperar completamente la disponibilidad suministrada por el proceso, y la irreversibilidad en este caso debe ser cero. La eficiencia de la segunda ley será cero cuando no se recupere nada de la disponibilidad proporcionada al sistema. Observe que la disponibilidad (o exergía) puede suministrarse o recuperarse en diversas cantidades en diferentes formas como calor, trabajo, energía cinética, energía potencial, energía interna y entalpía. Algunas veces hay opiniones diferentes (aunque válidas) acerca de lo qué constituye la disponibilidad suministrada, y esto provoca definiciones que difieren para la eficiencia de la segunda ley. Pero en todos los casos, la disponibilidad recuperada y la disponibilidad destruida (la irreversibilidad) deben sumarse a la disponibilidad suministrada. Además, es necesario definir precisamente el sistema para identificar de manera correcta todas las interacciones entre el sistema y sus alrededores.

Para una *máquina térmica* la disponibilidad suministrada es la disminución en la disponibilidad del calor transferido a la máquina, que es la diferencia entre la disponibilidad del calor suministrado y la disponibilidad del calor rechazado. (La disponibilidad del calor rechazado a la temperatura de los alrededores es cero.) La salida de trabajo neta es la disponibilidad recuperada.

Para un *refrigerador* o *bomba de calor*, la disponibilidad suministrada es la entrada de trabajo W, porque el trabajo suministrado a un dispositivo cíclico está completamente disponible. La disponibilidad recuperada es la disponibilidad

del calor transferido al medio de alta temperatura (que es el trabajo reversible) para una bomba de calor, y la disponibilidad del calor transferido desde un medio de baja temperatura para un refrigerador.

Para un *intercambiador de calor* con dos corrientes de fluido no mezcladas la disponibilidad suministrada normalmente es la reducción en la disponibilidad de la corriente de fluido de temperatura más alta, y la disponibilidad recuperada es el aumento en la disponibilidad de la corriente de fluido de temperatura más baja. Esto se analiza de manera más amplia en la sección 7-5.

EJEMPLO 7-6

Un comerciante anuncia que acaba de recibir un embarque de calentadores de resistencia eléctrica para edificios residenciales que tienen una eficiencia de 100 por ciento, como se muestra en la figura 7-21. Suponga una temperatura interior de 21°C y una temperatura exterior de 10°C, determine la eficiencia de la segunda ley de estos calentadores.



FIGURA 7-21
Diagrama esquemático para el ejemplo 7-6.

Solución Es claro que la eficiencia a la que el comerciante se refiere es la de la primera ley, lo cual significa que por cada unidad de energía eléctrica (trabajo) consumida, el calentador suministrará a la casa una unidad de energía (calor). Esto es, el calentador anunciado tiene un COP de 1.

En las condiciones especificadas, una bomba de calor reversible tendría un coeficiente de operación de

$$\text{COP}_{\text{BC,rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (283\ \text{K})/(294\ \text{K})} = 26.7$$

Es decir suministraría a la casa 26.7 unidades de calor (extraídas del aire exterior frío) por cada unidad de energía eléctrica que consume.
Por la ecuación se determina 7-8*b* que la eficiencia de la segunda ley de este calentador de resistencia es

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{rev}}} = \frac{1.0}{26.7} = \mathbf{0.037\ o\ 3.7\%}$$

lo que no es tan impresionante. En definitiva, el distribuidor no se pondrá feliz al ver este valor. Al considerar el alto precio de la electricidad es probable que un consumidor esté mejor con un calentador de gas "menos" eficiente.

A pesar de su importancia, los conceptos de disponibilidad, irreversibilidad y trabajo reversible son percibidos por los estudiantes como demasiado difíciles y confusos debido a la pesada formulación asociada a ellos. Estos conceptos se presentaron antes en un contexto más sencillo donde el énfasis se ha puesto en *comprensión*, y se han aplicado a algunos procesos sencillos. En las secciones que siguen, se empleará en problemas de ingeniería más complicados, por lo cual es aconsejable en este punto repasar el material, si fuera necesario, para tener una comprensión más clara de estos términos.

Para resumir, la máxima salida (o la mínima entrada) de trabajo útil cuando un sistema experimenta un proceso entre dos estados especificados se llama *trabajo reversible*. En el caso de que el estado final sea el de los alrededores, el

trabajo reversible se denomina *trabajo reversible máximo* o *disponibilidad*; y la diferencia entre el trabajo útil y el trabajo reversible en un proceso se denomina *irreversibilidad*. En las secciones siguientes se emplean estos conceptos para investigar los aspectos de la segunda ley de los procesos que incluyen sistemas cerrados y volúmenes de control.

7-4 ■ ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY EN SISTEMAS CERRADOS

Considere un sistema cerrado que se somete a un proceso del estado 1 al estado 2 en un ambiente (como la atmósfera circundante) a P_0 y T_0, como muestra la figura 7-22. El sistema puede intercambiar calor sólo con sus alrededores y no con cualesquiera otros depósitos de energía térmica (esta restricción se elimina después en esta sección). El sistema cerrado se supone permanente respecto de sus alrededores, por lo que no experimenta cambio alguno en su energía cinética o potencial. La primera y la segunda leyes de la termodinámica para este sistema cerrado pueden expresarse como siguen:

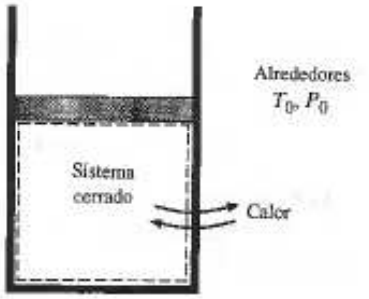


FIGURA 7-22
Un sistema cerrado intercambiando calor sólo con sus alrededores.

Primera ley (Ec. 3-36): $$Q - W = U_2 - U_1$$

Segunda ley (Ec. 6-11) $$S_{gen} = (S_2 - S_1)_{sis} + \frac{Q_{alr}}{T_{alr}}$$

donde $T_{alr} = T_0$, $Q_{alr} = -Q$ y S_{gen} es la cantidad de entropía generada (es decir, el cambio de entropía total) en el proceso. Si se elimina el término de la transferencia de calor entre estas dos ecuaciones y se resuelve W, se obtiene

$$W = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) - T_0 S_{gen} \tag{7-9}$$

Que es el *trabajo real* total realizado durante el proceso. Si el volumen del sistema cambia durante el proceso, parte de este trabajo es efectuado por (o contra) los alrededores (figura 7-23). Entonces el *trabajo útil*, que es la diferencia entre el trabajo real y el trabajo de los alrededores (ecuación 7-2), se vuelve

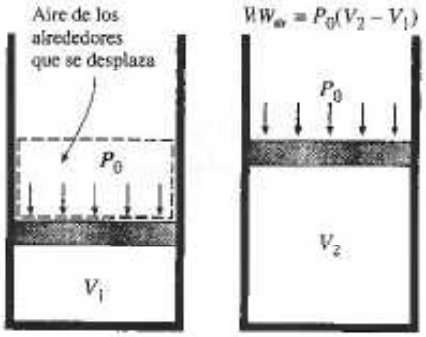


FIGURA 7-23
En general, un sistema cerrado incluye trabajo de los alrededores que no puede emplearse en ningún fin útil.

$$W_u = W - W_{alr} = W - P_0(V_2 - V_1)$$

o $$W_u = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) - T_0 S_{gen} \tag{7-10}$$

Éste es el trabajo útil realizado sobre o por un sistema cerrado durante un proceso 1-2 en términos de las propiedades del sistema en los estados inicial y final, el estado del medio de los alrededores (P_0 y T_0) y la cantidad de entropía generada durante el proceso S_{gen}.

Ahora se realiza este proceso entre los *mismos* estados inicial y final, en el *mismo* ambiente, pero de manera reversible. Es decir, toda transferencia de calor entre el sistema y los alrededores sucede reversiblemente, y el sistema no incluye irreversibilidades como la fricción durante el proceso. Los procesos reversibles no generan entropía, por eso $S_{gen} = 0$ en este caso. El trabajo útil

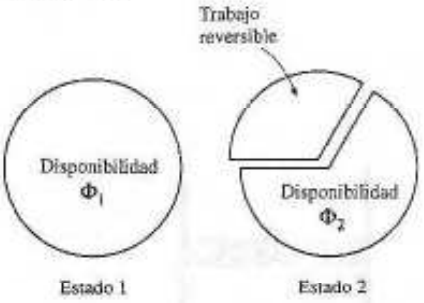


FIGURA 7-24
El trabajo reversible es el *cambio* en la disponibilidad.



FIGURA 7-25
El trabajo reversible se aproxima a la disponibilidad a medida que el estado final se acerca al estado muerto.

realizado durante este proceso es el **trabajo reversible,** W_{rev}, y se obtiene de la ecuación 7-10 al igualar a cero el término de la generación de entropía S_{gen}:

$$W_{rev} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \quad \text{(kJ)} \quad (7\text{-}11)$$

El cual es el trabajo útil máximo que puede realizarse cuando un sistema cerrado cambia del estado 1 al estado 2 mientras intercambia calor sólo con los alrededores a T_0 y P_0.

La **disponibilidad de un sistema cerrado**, que es el trabajo útil máximo potencial de un sistema cerrado en un estado dado se denota mediante Φ o ϕ por unidad de masa) y se obtiene de la ecuación 7-11 al sustituir el estado 1 por el estado existente (sin subíndice) y el estado 2 por el estado muerto (subíndice "cero"):

$$\Phi = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(V - V_0) \quad \text{(kJ)} \quad (7\text{-}12a)$$

o

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) \quad \text{(kJ/kg)} \quad (7\text{-}12b)$$

De estas ecuaciones se deduce que la disponibilidad de un sistema cerrado en el *estado muerto* ($u = u_0$, $s = s_0$ y $v = v_0$) es cero; nada de trabajo puede extraerse de un sistema que está en equilibrio con sus alrededores. Advierta que estas relaciones son aplicables a sistemas no reaccionantes. La disponibilidad de sistemas químicamente reaccionantes se estudian en el capítulo 14.

El trabajo reversible asociado con un proceso entre los estados 1 y 2 puede expresarse también en términos de disponibilidades como

$$W_{rev} = \Phi_1 - \Phi_2 \quad \text{(kJ)} \quad (7\text{-}13a)$$

o

$$w_{rev} = \phi_1 - \phi_2 \quad \text{(kJ/kg)} \quad (7\text{-}13b)$$

Es decir, el trabajo reversible asociado con un sistema cerrado es simplemente la *disminución* (o el *aumento*, en el caso de compresión) en la disponibilidad de un sistema cerrado (figura 7-24). Esto puede demostrarse con facilidad al expresar la ecuación 7-12*a* en los estados final e inicial y tomar su diferencia. En el caso límite de que el estado final alcance el estado muerto ($\Phi_2 = 0$), la disponibilidad del sistema cerrado en el estado inicial (Φ_1) y el trabajo reversible para el proceso (W_{rev}) se vuelven idénticos (figura 7-25). En este caso también, observe que la disponibilidad se asocia con un *estado*, en tanto que el trabajo reversible se asocia con un *proceso*.

Todos los cambios de las energías cinética y potencial de un sistema cerrado pueden explicarse apropiadamente si se sustituyen los términos de la energía interna (U) en las ecuaciones anteriores por la energía total E.

En sistemas cerrados la **irreversibilidad** asociado con un proceso se determina a partir de su definición (figura 7-26):

$$I = W_{rev} - W_u = T_0 S_{gen} \quad \text{(kJ)} \quad (7\text{-}14a)$$

o

$$i = w_{rev} - w_u = T_0 s_{gen} \quad \text{(kJ/kg)} \quad (7\text{-}14b)$$

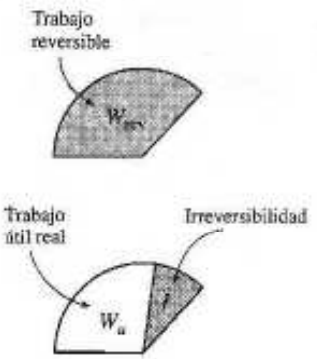


FIGURA 7-26
La irreversibilidad es la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil real.

EJEMPLO 7-7

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.05 kg de vapor a 1 MPa y 300°C. Luego el vapor se expande hasta un estado final de 200 kPa y 150°C y, realiza trabajo. Las pérdidas de calor del sistema a los alrededores se estiman iguales a 2 kJ durante este proceso. Si se supone que los alrededores estarán a

$T_0 = 25°C$ y $P_0 = 100$ kPa, determine *a*) la disponibilidad del vapor en los estados inicial y final; *b*) el trabajo reversible, *c*) la irreversibilidad, y *d*) la eficiencia de la segunda ley para este proceso.

Solución Considere el vapor contenido dentro del dispositivo de cilindro-émbolo como el sistema, en la forma que se indica en la figura 7-27. Éste es un sistema cerrado puesto que nada de masa cruza las fronteras del sistema y, por tanto, se aplican las relaciones del trabajo reversible, de la disponibilidad y de la irreversibilidad desarrolladas en esta sección.

a) Primero determine las propiedades del vapor en los estados inicial y final, así como el estado de los alrededores:

Estado 1: $P_1 = 1$ MPa, $T_1 = 300°C$
$u_1 = 2793.2$ kJ/kg
$v_1 = 0.2579$ m³/kg
$s_1 = 7.1229$ kJ/(kg · K) (Tabla A-6)

Estado 2: $P_2 = 200$ kPa, $T_2 = 150°C$
$u_2 = 2576.9$ kJ/kg
$v_2 = 0.9596$ m³/kg
$s_2 = 7.2795$ kJ/(kg · K) (Tabla A-6)

Estado muerto. $P_0 = 100$ kPa, $T_0 = 25°C$
$u_0 \cong u_{f@25°C} = 104.88$ kJ/kg
$v_0 \cong v_{f@25°C} = 0.0010$ m³/kg
$s_0 \cong s_{f@25°C} = 0.3674$ kJ/(kg · K) (Tabla A-4)

La disponibilidad del sistema en el estado inicial Φ_1 y en el estado final Φ_2 se determina con la ecuación 7-12:

$$\begin{aligned}\Phi_1 &= m[(u_1 - u_0) - T_0(s_1 - s_0) + P_0(v_1 - v_0)] \\ &= (0.05\text{ kg})\{(2793.2 - 104.88)\text{ kJ/kg} \\ &\quad - (298\text{ K})[(7.1229 - 0.3674)\text{ kJ/(kg · K)}] \\ &\quad + (100\text{ kPa})[(0.2579 - 0.0010)\text{ m}^3\text{/kg}]\}[\text{kJ/(kPa · m}^3)] \\ &= 35.0\text{ kJ}\end{aligned}$$

y

$$\begin{aligned}\Phi_2 &= m[(u_2 - u_0) - T_0(s_2 - s_0) + P_0(v_2 - v_0)] \\ &= (0.05\text{ kg})\{(2576.9 - 104.88)\text{ kJ/kg} \\ &\quad - (298\text{ K})[(7.2795 - 0.3674)\text{ kJ/(kg · K)}] \\ &\quad + (100\text{ kPa})[(0.9596 - 0.0010)\text{ m}^3\text{/kg}]\}[\text{kJ/(kPa · m}^3)] \\ &= 25.4\text{ kJ}\end{aligned}$$

Por tanto, el sistema (el vapor), al inicio tiene una disponibilidad (máximo potencial de trabajo útil) de 35 kJ, el cual se reduce a 25.4 kJ al final del proceso. En otras palabras, si se dejara que el sistema se sometiera a un proceso reversible desde el estado inicial hasta el estado de los alrededores (el estado muerto), se producirían 35 kJ de trabajo útil.

b) El trabajo reversible para un proceso es simplemente la *disminución* en la disponibilidad del sistema durante el proceso, ecuación 7-13*a*:

$$W_{rev} = \Phi_1 - \Phi_2 = (35.0 - 25.4)\text{ kJ} = 9.6\text{ kJ}$$

Por tanto, si el proceso entre los estados 1 y 2 se ejecutara de manera reversible, el sistema entregaría 9.6 kJ de trabajo útil. El trabajo reversible también podría determinarse directamente con la ecuación 7-11.

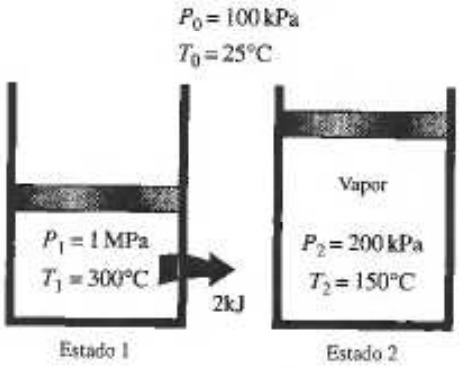


FIGURA 7-27
Dibujo esquemático para el ejemplo 7-7.

c) La irreversibilidad de un proceso es la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil para ese proceso. El trabajo reversible en este proceso se determinó antes como 9.6 kJ. El trabajo real se determina al aplicar la ecuación de la conservación de la energía al proceso real:

$$Q - W = \Delta U = m(u_2 - u_1)$$
$$-2\,\text{kJ} - W = (0.05\,\text{kg})[(2576.9 - 2793.2)\,\text{kJ/kg}]$$
$$W = 8.8\,\text{kJ}$$

Este resultado es el *trabajo real total* realizado por el sistema, incluso el trabajo hecho contra el aire atmosférico de los alrededores para quitarlo del camino durante el proceso de expansión. El *trabajo útil* es la diferencia entre estos dos:

$$W_u = W - W_{al} = W - P_0(V_2 - V_1) = W - P_0 m(v_2 - v_1)$$
$$= 8.82\,\text{kJ} - (100\,\text{kPa})(0.05\,\text{kg})[(0.9596 - 0.2579)\,\text{m}^3/\text{kg}]\left(\frac{1\,\text{kJ}}{1\,\text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 5.3\,\text{kJ}$$

Por tanto, $I = W_{rev} - W_u = (9.6 \quad 5.3)\,\text{kJ} = \mathbf{4.3\ kJ}$

Se desperdician 4.3 kJ de potencial de trabajo durante este proceso. En otras palabras, 4.3 kJ adicionales de energía *podrían haberse* convertido en trabajo durante este proceso, lo que no fue así.

La irreversibilidad también podría haberse determinado mediante la segunda parte de la ecuación 7-14*a*:

$$I = T_0 S_{gen} = T_0\left[m(s_2 - s_1) + \frac{Q_{sum}}{T_0}\right]$$
$$= (298\,\text{K})\left\{(0.05\,\text{kg})[(7.2795 - 7.1229)\,\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}] + \frac{2\,\text{kJ}}{298\,\text{K}}\right\}$$
$$= \mathbf{4.3\,kJ}$$

que es el mismo resultado obtenido antes.

d) La eficiencia de la segunda ley de un proceso es la razón entre el trabajo útil y el trabajo reversible, ecuación 7-7*b*:

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}} = \frac{5.3\,\text{kJ}}{9.6\,\text{kJ}} = \mathbf{0.552\ o\ 55.2\%}$$

Durante este proceso 44.8 por ciento del potencial de trabajo se desperdicia durante es proceso.

EJEMPLO 7-8

Un tanque rígido y aislado contiene 2 lbm de aire a 20 psia y 70°F. Se hace girar una hélice dentro del tanque por medio de una fuente de potencia externa hasta que la temperatura en el tanque aumenta 130°F. Si el aire de los alrededores está a $T_0 = 70°F$, determine *a)* la irreversibilidad, y *b)* el trabajo reversible para este proceso.

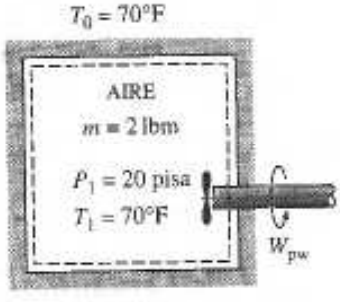


FIGURA 7-28
Diagrama esquemático para el ejemplo 7-8.

Solución Considere el aire en el tanque rígido como el sistema (figura 7-28). En o aproximadamente a la temperatura y la presión atmosféricas, el aire puede tratarse como un gas ideal con un error despreciable. Además, el aire experimenta un cambio de temperatura relativamente pequeño durante este proceso, por lo que la suposición de calor específico constante es apropiada. A la temperatura promedio de 100°F, se determina, de la tabla

A-2E, que el calor específico a volumen constante del aire será $C_v = 0.172$ Btu/(lbm · °F). Advierta también que el sistema es permanente y que no experimenta cambio alguno en sus energías cinética y potencial.

a) La irreversibilidad de este proceso puede determinarse de la ecuación 7-14*a*:

$$I = T_0 S_{gen} = T_0(\Delta S_{sis} + \overset{0}{\Delta S_{alr}}) = T_0 \Delta S_{sis} = T_0 m\left(C_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{\overset{0}{V_2}}{V_1}\right)$$

$$= T_0 m C_v \ln \frac{T_2}{T_1} = (530\ \text{R})(2\ \text{lbm})[0.172\ \text{Btu/(lbm} \cdot \text{R)}] \ln \frac{590\ \text{R}}{530\ \text{R}}$$

$$= \mathbf{19.6\ Btu}$$

puesto que ΔS_{alr} $(= Q_{alr}/T_0)$ es cero para un proceso adiabático y el volumen del sistema es constante, por lo que $\ln (V_2/V_1) = 0$.

b) El trabajo reversible para este proceso se determina mediante la ecuación 7-11. Observe que $V_1 = V_2$ en este caso y que el valor de $T_0 \Delta S_{sis}$ se determinó antes. Por tanto,

$$\begin{aligned} W_{rev} &= (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \\ &= mC_v(T_1 - T_2) - T_0(-\Delta S_{sys}) + 0 \\ &= (2\ \text{lbm})[0.172\ \text{Btu/(lbm} \cdot \text{R)}][(530 - 590)\text{R}] + 19.6\ \text{Btu} \\ &= (-20.6 + 19.6)\ \text{Btu} \\ &= \mathbf{-1.0\ Btu} \end{aligned}$$

Discusión La solución está completa en este punto. Pero para ganar un poco más en el significado físico se abre un espacio al análisis. Primero, se determina el trabajo real (el trabajo de la hélice W_{he}) realizado durante este proceso con la aplicación de la ecuación de la conservación de la energía en este sistema cerrado:

$$\begin{aligned} \overset{0}{\cancel{Q}} - W &= \Delta U \\ -W_{he} &= mC_{v,prom}(T_2 - T_1) \\ W_{he} &= -20.6\ \text{Btu} \end{aligned}$$

Puesto que el sistema es adiabático $(Q = 0)$ y no incluye fronteras móviles $(W_b = 0)$. Además, el valor de ΔU se determina en la parte *b)* anterior.

Para poner la información en perspectiva, 20.6 Btu de trabajo se consumen durante el proceso, se generan 19.6 Btu de irreversibilidad y el trabajo reversible para el proceso es −1.0 Btu. ¿Qué significa todo esto? Significa sencillamente que es posible haber creado el mismo efecto en el sistema cerrado (al alevar su temperatura a 130°F a volumen constante) con el consumido 1.0 Btu de trabajo en lugar de 20.6 Btu, con lo cual se ahorran 19.6 Btu de trabajo que se van a desperdiciar. Esto se habría conseguido por medio de una bomba de calor reversible.

Para demostrar lo anterior, considere una bomba de calor de Carnot que absorbe calor de los alrededores a $T_0 = 530$ R y lo transfiere al aire en el tanque rígido hasta que la temperatura del aire T aumenta de 530 a 590 R, como se muestra en la figura 7-29. El sistema (el aire en el tanque rígido) no incluye interacciones de trabajo directas en este caso y el calor suministrado al sistema puede expresarse en forma diferencial como

$$\delta Q_H = dU = mC_v\, dT$$

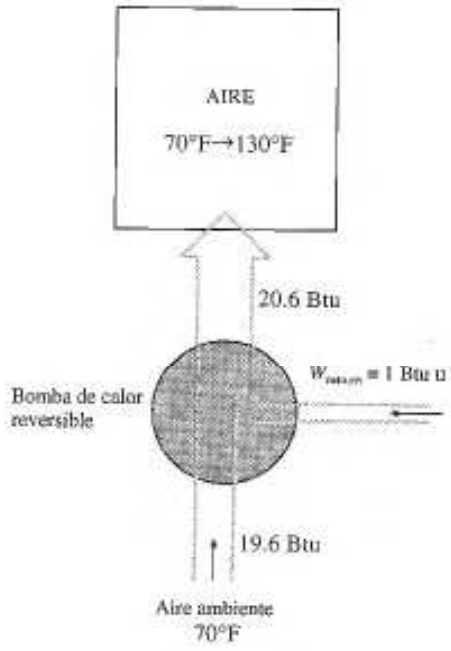


FIGURA 7-29
El mismo efecto sobre el sistema puede obtenerse mediante una bomba de calor reversible que sólo consume 1 Btu de trabajo.

El coeficiente de operación de un bomba de calor está dado por

$$\text{COP}_{BC} = \frac{\delta Q_H}{\delta W_{neto,en}} = \frac{1}{1 - T_0/T}$$

Por tanto,

$$\delta W_{neto,en} = \frac{\delta Q_H}{\text{COP}_{BC}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) mC_v\, dT$$

Al integrar, se obtiene

$$W_{neto,en} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) mC_v\, dT$$

$$= mC_{v,pro}(T_2 - T_1) - T_0 mC_{v,pro} \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$= (20.6 - 19.6)\ \text{Btu} = 1.0\ \text{Btu}$$

El primer término en el lado derecho de la última expresión se reconoce como ΔU y el segundo término como la irreversibilidad I, cuyos valores se determinaron antes. Si sustituye esos valores, determina que la entrada de trabajo total a la bomba de calor es igual a 1.0 Btu, lo que prueba la afirmación. Advierta que el sistema se sigue alimentando con 20.6 Btu de energía; lo que se hizo en el último caso fue sustituir los 19.6 Btu de trabajo valioso por una cantidad igual de energía "inútil" capturada de los alrededores.

También vale la pena mencionar que la disponibilidad del sistema, como consecuencia de los 20.6 Btu de trabajo de la hélice efectuado sobre él, se incrementó sólo en 1.0 Btu, es decir, en la cantidad del trabajo reversible. En otras palabras, si el sistema regresara a su estado inicial, produciría, cuando mucho, 1.0 Btu de trabajo.

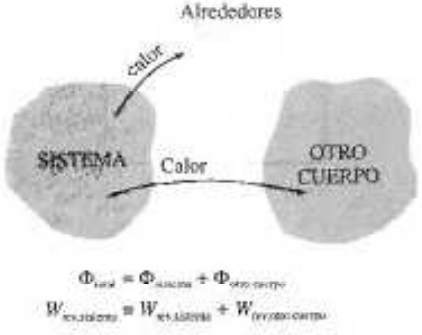


FIGURA 7-30
La transferencia de calor con otros cuerpos además de los alrededores puede manejarse con superposición.

Transferencia de calor hacia otros sistemas o cuerpos

Para mantener las complejidades en un nivel manejable, en análisis se limita a procesos que incluyen sólo transferencia de calor hacia el medio circundante. Ahora se elimina esta restricción y se deja que el sistema intercambie calor con otros cuerpos a diferentes temperaturas, así como con sus alrededores.

La manera más sencilla de manejar esos procesos es tratar al sistema principal y los cuerpos hacia o de los cuales se transfiere el calor como sistemas independientes y superponer (sumar) los resultados, como muestra la figura 7-30.

La *disponibilidad*, como se mencionó antes, se asocia con un *estado*, y la disponibilidad de un sistema en un estado especificado depende sólo del estado del sistema y del medio circundante (el último sumidero) y de nada más. Por consiguiente, la disponibilidad de un sistema no es afectada por la existencia de otros cuerpos (depósitos de energía térmica u otros sistemas) en la vecindad que son de interés en una relación *térmica*.

El *trabajo reversible* y la *irreversibilidad*, sin embargo, se asocian a un *proceso*, y la transferencia de calor con otros cuerpos además del medio circundante afectará el trabajo reversible y la irreversibilidad de un proceso.

EJEMPLO 7-9

Un bloque de hierro de 5 kg a 350°C se enfría rápidamente en un tanque aislado que contiene 100 kg de agua a 30°C. Suponga que el agua evaporada durante el proceso se condensa de nuevo en el tanque y los alrededores a 20°C y 100 kPa, determine *a*) la temperatura de equilibrio final; *b*) la disponibilidad del sistema combinado en los estados inicial y final, y *c*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso.



FIGURA 7-31
Dibujo esquemático para el ejemplo 7-9.

Solución Considere el bloque de hierro y el agua en el tanque como el sistema, en la forma que se indica en la figura 7-31. Tanto el agua como el bloque de hierro pueden aproximarse como sustancias incompresibles y los cambios en la energía cinética y potencial del sistema, si los hubiera, se consideran insignificantes.

a) La temperatura de equilibrio final del sistema se determina mediante la ecuación de la conservación de la energía para sistemas cerrados. Si las fronteras del sistema están fijas y no las cruza ni calor ni trabajo, la ecuación 3-35 se reduce a

$$\begin{aligned} \cancel{Q}^{\,0} - \cancel{W}^{\,0} &= \Delta U + \Delta \cancel{EC}^{\,0} + \Delta \cancel{EP}^{\,0} \\ 0 &= (\Delta U)_{\text{hierro}} + (\Delta U)_{\text{agua}} \\ 0 &= [mC(T_f - T_i)]_{\text{hierro}} + [mC(T_f - T_i)]_{\text{agua}} \end{aligned}$$

Al emplear los valores de calor específico para el agua y el hierro a temperatura ambiente (de la tabla A-3*a*), la temperatura de equilibrio final T_f se vuelve

$$\begin{aligned} 0 = (5\text{ kg})[0.45\text{ kJ/(kg}\cdot\text{°C)}](T_f - 350\text{°C}) \\ + (100\text{ kg})[4.184\text{ kJ/(kg}\cdot\text{°C)}](T_f - 30\text{°C}) \end{aligned}$$

que produce

$$T_f = \mathbf{31.7°C}$$

b) La disponibilidad Φ es una propiedad extensiva y la disponibilidad de un sistema compuesto en un estado especificado es la suma de las disponibilidades de las componentes de ese sistema en tal estado. Ésta se determina mediante la ecuación 7-12*a*, que para una sustancia incompresible se reduce a

$$\begin{aligned} \Phi &= (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(V \cancel{\rightarrow}^{0} V_0) \\ &= mC(T - T_0) - T_0 mC \ln \frac{T}{T_0} + 0 \\ &= mC\left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0}\right) \end{aligned}$$

donde T es la temperatura absoluta en el estado especificado y T_0 es la temperatura absoluta de los alrededores. En el estado inicial,

$$\Phi_{1,\text{hierro}} = (5\text{ kg})[0.45\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}]\left[(623 - 293)\text{ K} - (293\text{ K})\ln\frac{623}{293}\right]$$

$$= 245.2\text{ kJ}$$

$$\Phi_{1,\text{agua}} = (100\text{ kg})[4.184\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}]\left[(303 - 293)\text{ K} - (293\text{ K})\ln\frac{303}{293}\right]$$

$$= 69.8\text{ kJ}$$

$$\Phi_{1,\text{total}} = \Phi_{1,\text{hierro}} + \Phi_{1,\text{agua}} = (245.2 + 69.8)\text{ kJ} = \mathbf{315\text{ kJ}}$$

De manera similar, la disponibilidad en el estado final es

$$\Phi_{2,\text{hierro}} = 0.5 \text{ kJ}$$
$$\Phi_{2,\text{agua}} = 95.2 \text{ kJ}$$
$$\Phi_{2,\text{total}} = \Phi_{2,\text{hierro}} + \Phi_{2,\text{agua}} = (0.5 + 95.2) \text{ kJ} = \mathbf{95.7 \text{ kJ}}$$

Es decir, la disponibilidad del sistema combinado (agua + hierro) disminuye de 315 a 95.7 kJ como consecuencia de este proceso de transferencia de calor irreversible.

c) El potencial de trabajo desperdiciado en un proceso es equivalente a la irreversibilidad para ese proceso. La irreversibilidad es la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil. Este proceso no incluye trabajo, por ello la irreversibilidad es igual al trabajo reversible, el cual es el cambio en la disponibilidad total del sistema (ecuación 7-13*a*):

$$I = W_{\text{rev}} = \Phi_1 - \Phi_2 = (315 - 95.7) \text{ kJ} = \mathbf{219.3 \text{ kJ}}$$

Es decir, 219.3 kJ de trabajo podrían haberse producido cuando el hierro se enfrió de 350 a 31.7°C y el agua se calentó de 30 a 31.7°C, pero no fue así. El trabajo reversible total para este proceso también puede determinarse si se aplica la ecuación 7-11 primero al hierro y luego al agua y suma los resultados.

Es posible obtener una relación simple para el trabajo reversible cuando las temperaturas de los cuerpos con los cuales el sistema intercambia calor permanecen constantes durante el proceso. Considere un sistema cerrado que recibe calor en la cantidad de Q_R de un depósito a temperatura T_R. El sistema se encuentra en un ambiente a temperatura T_0 y cambia del estado 1 al estado 2 durante el proceso. Si se escriben las relaciones de la primera y la segunda leyes para este proceso y se elimina el término de la transferencia de calor entre el sistema y sus alrededores, el trabajo reversible es

$$W_{\text{rev}} = (\Phi_1 - \Phi_2)_{\text{sis}} - Q_R\left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) \quad \text{(kJ)} \tag{7-15}$$

donde T_0 = temperatura absoluta de los alrededores
T_R = temperatura absoluta del depósito
Q_R = transferencia de calor entre el sistema y el depósito (su signo lo determina el depósito: *positivo* si es *hacia* el reservorio y *negativo* si es *desde* el depósito)

Las relaciones de irreversibilidad permanecen iguales. Sin embargo, al determinar la generación de entropía S_{gen}, el cambio de entropía del depósito debe incluirse:

$$S_{\text{gen}} = (S_2 - S_1)_{\text{sis}} = \frac{Q_{\text{alr}}}{T_0} + \frac{Q_R}{T_R} \quad \text{(kJ/K)} \tag{7-16}$$

Los depósitos de energía térmica adicionales se manejan de manera similar.

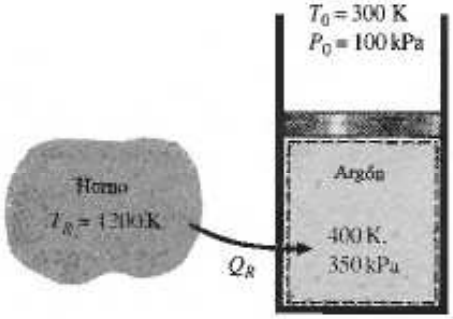


FIGURA 7-32
Dibujo esquemático para el ejemplo 7-10.

EJEMPLO 7-10

Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción, mostrado en la figura 7-32, contiene inicialmente 0.01 m³ de gas argón a 400 K y 350 kPa. Después se

transfiere calor al argón desde un horno a 1200 K y el argón se expande isotérmicamente hasta que su volumen se duplica. Ninguna transferencia de calor ocurre entre el argón y el aire atmosférico de los alrededores que se encuentra a $T_0 = 300$ K y $P_0 = 100$ kPa. Determine *a)* la salida de trabajo útil; *b)* el trabajo reversible, y *c)* la irreversibilidad en este proceso.

Solución Considere al gas argón como el sistema y trátelo como un gas ideal puesto que se encuentra bastante arriba de su temperatura crítica (151 K). Asuma también que el proceso será de cuasiequilibrio y por ello internamente reversible, y desprecie los cambios en las energías cinética y potencial.

a) La única interacción de trabajo incluida durante este proceso es el trabajo de la frontera en cuasiequilibrio, que se determina con la ecuación 3-18, la cual se reduce en un proceso isotérmico a:

$$W = W_b = \int_1^2 P\,dV = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = (350\text{ kPa})(0.01\text{ m}^3) \ln \frac{0.02\text{ m}^3}{0.01\text{ m}^3}$$
$$= 2.43\text{ kPa} \cdot \text{m}^3 = 2.43\text{ kJ}$$

Este resultado es el trabajo de la frontera total efectuado por el gas argón. Parte de este trabajo se efectúa contra la presión atmosférica P_0 para hacer a un lado el aire y no puede usarse para algún propósito útil. Se obtiene a partir de la ecuación 7-1:

$$W_{alr} = P_0(V_2 - V_1) = (100\text{ kPa})[(0.02 - 0.01)\text{ m}^3]\left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ kPa} \cdot \text{m}^3}\right) = 1\text{ kJ}$$

El trabajo útil es la diferencia entre estos dos.

$$W_u = W - W_{alr} = (2.43 - 1)\text{ kJ} = \mathbf{1.43\ kJ}$$

Es decir, 1.43 kJ de trabajo efectuado está disponible para crear un efecto útil, como la rotación de un eje.

b) Este proceso implica la transferencia de calor con un depósito diferente al medio circundante, por lo que el trabajo reversible (el trabajo máximo que *podría* obtenerse durante este proceso) debe determinarse por la ecuación 7-15:

$$W_{rev} = (\Phi_1 - \Phi_2)_{sis} - Q_R\left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right)$$
$$= (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) - P_0(V_1 - V_2) - Q_R\left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right)$$

El primer término en el lado derecho es el cambio en la energía interna, el cual es cero para el proceso isotérmico de un gas ideal, y se reconoce con facilidad al tercer término como el trabajo realizado contra los alrededores. De modo que

$$W_{rev} = T_0(S_2 - S_1) - W_{alr} - Q_R\left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right)$$

La transferencia de calor entre el sistema y el horno Q_R se determina con la aplicación de la primera ley al sistema cerrado:

$$Q - W = \Delta U = 0 \longrightarrow Q = W = 2.43\text{ kJ} \longrightarrow Q_R = -Q = -2.43\text{ kJ}$$

El cambio de entropía del argón durante este proceso puede encontrarse con el empleo de las relaciones de cambio de entropía para gases ideales. En el

caso especial de un proceso isotérmico reversible, también puede determinarse con la ecuación 6-6:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \frac{Q}{T} = \frac{+2.43\ \text{kJ}}{400\ \text{K}} = 0.00608\ \text{kJ/K}$$

Por tanto, $$W_{rev} = (300\ \text{K})(0.00608\ \text{kJ/K}) - 1\ \text{kJ} - (-2.43\ \text{kJ})\left(1 - \frac{300\ \text{K}}{1200\ \text{K}}\right)$$

$$= 2.64\ \text{kJ}$$

Planteamiento alternativo El trabajo reversible también podría determinarse con la aplicación de los fundamentos, sin recurrir a ninguna fórmula complicada: sustituya las partes irreversibles del proceso por las reversibles, que crearán el mismo efecto en el sistema. La salida de trabajo útil de este proceso idealizado (entre los estados extremos reales) es el trabajo reversible.

La única irreversibilidad que incluye el proceso real es la transferencia de calor entre el sistema y el horno debido a una diferencia de temperatura finita. Esta irreversibilidad se elimina si se opera una máquina térmica reversible entre el horno a 1 200 K y los alrededores a 300 K. Cuando se suministren 2.43 kJ de calor a esta máquina térmica, tendrá una salida de trabajo de

$$W_{MT} = \eta_{rev} Q_H = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) Q_H = \left(1 - \frac{300\ \text{K}}{1\,200\ \text{K}}\right)(2.43\ \text{kJ}) = 1.82\ \text{kJ}$$

Los 2.43 kJ de calor que se transfirieron al sistema de la fuente se extraen ahora del aire de los alrededores a 300 K por medio de una bomba de calor reversible que requerirá una entrada de trabajo de

$$W_{MT,en} = \frac{Q_H}{\text{COP}_{BC}} = \left[\frac{Q_H}{T_H/(T_H - T_L)}\right]_{HP} = \frac{2.43\ \text{kJ}}{(400\ \text{K})/[(400 - 100)\ \text{K}]} = 0.61\ \text{kJ}$$

Entonces la salida de trabajo neta de este proceso reversible (es decir, el trabajo reversible) viene a ser

$$W_{rev} = W_u + W_{MT} - W_{MT,en} = (1.43 + 1.82 - 0.61)\ \text{kJ} = 2.64\ \text{kJ}$$

que es el mismo resultado que se obtuvo antes.

c) La irreversibilidad (el potencial perdido para hacer trabajo) es la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil:

$$W_{rev} = W_u + W_{HE} - W_{HP,in} = (1.43 + 1.82 - 0.61)\ \text{kJ} = 2.64\ \text{kJ}$$

También podría determinarse con la segunda parte de la ecuación 7-14*a*:

$$I = T_0 S_{gen} = T_0\left[(S_2 - S_1) + \frac{Q_{alr}}{T_0} + \frac{Q_R}{T_R}\right]$$

$$= (300\ \text{K})\left(0.00608\ \text{kJ/K} + 0 + \frac{-2.43\ \text{kJ}}{1\,200\ \text{K}}\right) = 122.\text{kJ}$$

que es el mismo resultado que se obtuvo antes.

7-5 ■ ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY EN SISTEMAS DE FLUJO PERMANENTE

En la sección precedente se analizaron los aspectos de la segunda ley en procesos que incluyen sistemas cerrados. En esta sección se repita el análisis para procesos que implican dispositivos de flujo permanente como toberas, difusores, turbinas, compresores e intercambiadores de calor.

Considere un sistema sometido a un proceso de flujo permanente. El sistema puede tener entradas y salidas múltiples y puede intercambiar calor con el medio de los alrededores a P_0 y T_0 (figura 7-33). La primera y la segunda leyes de la termodinámica para este proceso de flujo permanente pueden expresarse como sigue:

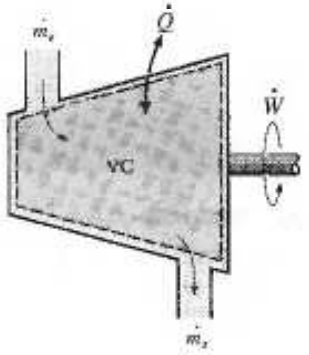


FIGURA 7-33
Un dispositivo de flujo permanente que intercambia calor sólo con sus alrededores.

Primera ley (Ec. 4-19):
$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_s\left(h_s + \frac{\mathbf{V}_s^2}{2} + gz_s\right) - \sum \dot{m}_e\left(h_e + \frac{\mathbf{V}_e^2}{2} + gz_e\right)$$

Segunda ley (Ec. 6-17):
$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e + \frac{\dot{Q}_{alr}}{T_0}$$

donde $\dot{Q}_{alr} = -\dot{Q}$ y $\dot{S}_{gen}$ es la relación de generación de entropía para el proceso. Elimine el término de la transferencia de calor entre estas dos ecuaciones, y obtendrá

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_e\left(h_e + \frac{\mathbf{V}_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e\right) - \sum \dot{m}_s\left(h_s + \frac{\mathbf{V}_s^2}{2} + gz_s - T_0 s_s\right) - T_0 \dot{S}_{gen} \qquad (7\text{-}17)$$

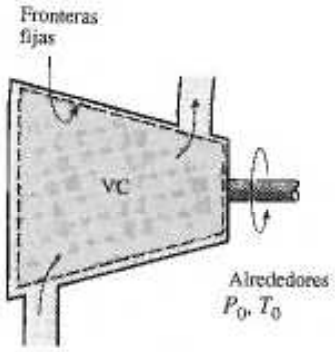


FIGURA 7-34
El trabajo total y el trabajo útil para dispositivos de flujo permanente es el mismo porque no incluyen ningún trabajo de los alrededores.

Éste es el **trabajo real**, realizado durante el proceso, el cual también es el **trabajo útil,** porque los dispositivos de flujo permanente tienen fronteras fijas y no incluyen ningún trabajo efectuado por o contra los alrededores (figura 7-34).

El **trabajo reversible** se obtiene al igualar a cero el término de la generación de entropía $\dot{S}_{gen}$:

$$\dot{W}_{rev} = \sum \dot{m}_e\left(h_e + \frac{\mathbf{V}_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e\right) - \sum \dot{m}_s\left(h_s + \frac{\mathbf{V}_s^2}{2} + gz_s - T_0 s_s\right) \quad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}18)$$

o

Para una *sola corriente de fluido* que entra y sale de un dispositivo de flujo permanente,

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}\left[(h_e - h_s) - T_0(s_e - s_s) + \frac{\mathbf{V}_e^2 - \mathbf{V}_s^2}{2} + g(z_e - z_s)\right] \quad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}19a)$$

o

$$w_{rev} = (h_e - h_s) - T_0(s_e - s_s) + \frac{\mathbf{V}_e^2 - \mathbf{V}_s^2}{2} + g(z_e - z_s) \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (7\text{-}19b)$$

$$= T_0\Delta s - \Delta h - \Delta ec - \Delta ep \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (7\text{-}19c)$$

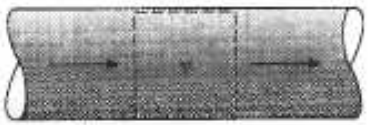


FIGURA 7-35
Al máximo potencial de trabajo de una corriente de fluido que fluye se le llama disponibilidad de corriente.

La disponibilidad de una corriente de fluido recibe el nombre de **disponibilidad de corriente** y se denota con ψ (figura 7-35). Se obtiene al remplazar en la ecuación 7-19*b* el estado en la entrada por el estado existente (sin subíndice) y el estado en la salida por el estado muerto (subíndice "0" con $\mathbf{V}_0 = 0$ y $z_0 = 0$):

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{\mathbf{V}^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (7\text{-}20)$$

En estas condiciones el trabajo reversible para un proceso de flujo permanente se expresa en términos de la disponibilidad de corriente como

$$\dot{W}_{rev} = \sum \dot{m}_e \psi_e - \sum \dot{m}_s \psi_s \qquad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}21)$$

o, para una sola corriente de fluido que fluye por un dispositivo de flujo permanente,

$$w_{rev} = \psi_e - \psi_s \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (7\text{-}22a)$$

o

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}(\psi_e - \psi_s) \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (7\text{-}22b)$$

Las exposiciones en la sección 7-4 acerca del trabajo reversible, la disponibilidad y la irreversibilidad en relación a un sistema cerrado se aplican igualmente a dispositivos de flujo permanente y otros volúmenes de control.

La **relación de irreversibilidad** $\dot{I}$ o la irreversibilidad por unidad de masa i, asociada con un proceso de flujo permanente es la diferencia entre el trabajo útil y el trabajo reversible:

$$\dot{I} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_u = T_0 \dot{S}_{gen} \qquad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}23)$$

Puede expresarse también por unidad de masa como (ecuación 7-14*b*)

$$i = w_{rev} - w_u = T_0 s_{gen} \qquad \text{(kJ/kg)}$$

La transferencia de calor entre un dispositivo de flujo permenente y cuerpos diferentes a los alrededores puede manejarse de la misma manera considerada en la sección 7-4 en relación con un sistema cerrado. Por ejemplo, cuando un dispositivo de flujo permanente intercambia calor con un depósito térmico a T_R a una relación de $\dot{Q}_R$, la relación de trabajo reversible se obtiene al expresar la primera y la segunda leyes para este proceso y eliminar el término de la transferencia de calor con los alrededores, produciendo

$$\dot{W}_{rev} = \sum \dot{m}_e y_e - \sum \dot{m}_s y_s - \dot{Q}_R\left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) \qquad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}24)$$

donde el signo de $\dot{Q}_R$ se determina en relación con el depósito.

La *eficiencia o eficacia de la segunda ley* de diversos dispositivos de flujo permanente puede obtenerse a partir de su definición general, η_{II} = (disponibilidad recuperada)/(disponibilidad suministrada). Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables, la eficiencia de la segunda ley de una *turbina* adiabática puede obtenerse de

$$\eta_{II,turb} = \frac{w}{w_{rev}} = \frac{h_1 - h_2}{\psi_1 - \psi_2} \qquad \text{o} \qquad \eta_{II,turb} = 1 - \frac{T_0 s_{gen}}{\psi_1 - \psi_2} \qquad (7\text{-}25)$$

donde $s_{gen} = s_2 - s_1$. Para un *compresor* adiabático con energías cinética y potencial despreciables la eficiencia de la segunda ley viene a ser

$$\eta_{II,comp} = \frac{w_{rev,en}}{w_{en}} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1} \quad \text{o} \quad \eta_{II,comp} = 1 - \frac{T_0 s_{gen}}{h_2 - h_1} \tag{7-26}$$

donde también en este caso $s_{gen} = s_2 - s_1$.

Para un *intercambiador de calor* adiabático con dos corrientes de fluido sin mezclarse (figura 7-36), la disponibilidad suministrada es la disminución en la disponibilidad de la corriente caliente, y la disponibilidad recuperada es el aumento en la disponibilidad de la corriente fría, siempre que la corriente fría no se encuentre a temperatura más baja que los alrededores. Entonces la eficiencia de la segunda ley del intercambiador de calor viene a ser

$$\eta_{II,IC} = \frac{\dot{m}_{frío}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{caliente}(\psi_1 - \psi_2)} \quad \text{o} \quad \eta_{II,IC} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{\dot{m}_{caliente}(\psi_1 - \psi_2)} \tag{7-27}$$

donde $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{caliente}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{frío}(s_4 - s_3)$. Quizá al lector le intrigue lo que sucede si el intercambiador de calor no es adiabático; es decir, si libera algo de calor hacia sus alrededores a T_0. Si la temperatura de la frontera (la superficie exterior del intercambiador de calor) T_b es igual T_0, la definición anterior sigue cumpliéndose (excepto en que el término de la generación de entropía necesita modificarse si se emplea la segunda definición). Pero si $T_f > T_0$, la disponibilidad del calor perdido en la frontera debe incluirse en la disponibilidad recuperada. A pesar de que en la práctica no se hacen intentos por emplear esta disponibilidad y se deja que se destruya, el intercambiador de calor no debe considerarse como el responsable de esta destrucción que sucede fuera de sus fronteras. Si se está interesado en la disponibilidad destruida durante el proceso, no sólo dentro de las fronteras del dispositivo, entonces tiene sentido considerar un *sistema extendido* que incluye los alrededores inmediatos del dispositivo, de manera que las fronteras del nuevo sistema ampliado están a T_0. La eficiencia de la segunda ley del sistema extendido reflejará los efectos de las irreversibilidades que suceden dentro y fuera del dispositivo.

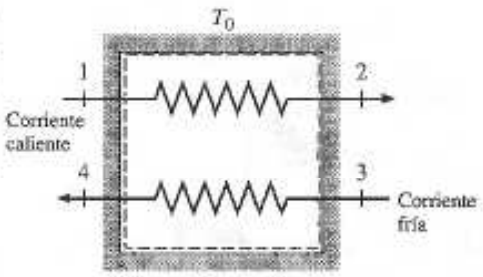


FIGURA 7-36
Un intercambiador de calor con dos corrientes de fluido que no se mezclan.

Una interesante consideración surge cuando la temperatura de la corriente fría permanece todo el tiempo por abajo de la temperatura de los alrededores. En ese caso la disponibilidad de la corriente fría realmente disminuye en lugar de incrementarse. En este caso la eficiencia de la segunda ley viene a ser cero porque nada de la disponibilidad suministrada, que corresponde a la suma de las disponibilidades de ambas corrientes, se recupera.

En una *cámara de mezcla* adiabática, donde una corriente caliente 1 se mezcla con una corriente fría 2 ($T_2 > T_0$) y forman una mezcla 3, la disponibilidad suministrada puede considerarse como la disminución en la disponibilidad de la corriente caliente, y la disponibilidad recuperada como el aumento en la disponibilidad de la corriente fría. Entonces la eficiencia de la segunda ley de la cámara de mezcla viene a ser

$$\eta_{II,mez} = \frac{\dot{m}_2(\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_1(\psi_1 - \psi_3)} \quad \text{o} \quad \eta_{II,mez} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{\dot{m}_1(\psi_1 - \psi_3)} \tag{7-28}$$

donde $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1$.

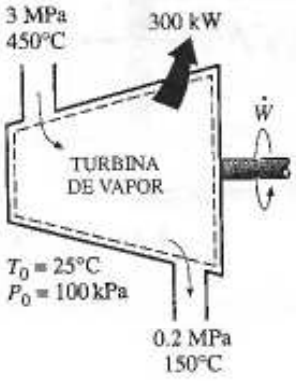


FIGURA 7-37
Dibujo esquemático para el ejemplo 7-11.

EJEMPLO 7-11

En una turbina entra vapor permanente a 3 MPa y 450°C a una relación de 8 kg/s y sale a 0.2 MPa y 150°C. El vapor pierde calor en el aire de los alrededores a 100 kPa y 25°C a una relación de 300 kW, y los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables. Determine *a*) la salida de potencia real; *b*) la salida de potencia máxima posible (la potencia reversible); *c*) la eficiencia de la segunda ley; *d*) la irreversibilidad, y *e*) la disponibilidad del vapor en las condiciones de entrada.

Solución En la figura 7-37 se presenta un dibujo de este sistema de flujo permanente y una sola corriente. Antes de intentar resolver el problema, determine las propiedades del vapor en los estados de entrada y salida y el estado de los alrededores:

Estado 1: $P_1 = 3$ MPa, $T_1 = 450°C$ → $h_1 = 3344.0$ kJ/kg, $s_1 = 7.0834$ kJ/(kg · K) (Tabla A-6)

Estado 2: $P_2 = 0.2$ MPa, $T_2 = 150°C$ → $h_2 = 2768.8$ kJ/kg, $s_2 = 7.2795$ kJ/(kg · K) (Tabla A-6)

Estado muerto: $P_0 = 100$ kPa, $T_0 = 25°C$ → $h_0 \cong h_{f@25°C} = 104.89$ kJ/kg, $s_0 \cong s_{f@25°C} = 0.3674$ kJ/(kg · K) (Tabla A-4)

a) La salida de potencia real, equivalente a la salida de potencia útil para los dispositivos de flujo permanente, se encuentra al aplicar la ecuación de la energía (ecuación 4-21) al proceso real:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \Delta \cancel{ec}^{0} + \Delta \cancel{ep}^{0})$$
$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$
$$-300 \text{ kW} - \dot{W} = (8 \text{ kg/s})[(2\,768.8 - 3\,344.0) \text{ kJ/kg}]$$
$$\boldsymbol{\dot{W} = 4\,302 \text{ kW}}$$

b) La salida de potencia máxima posible se obtendrá cuando el proceso entre los estados a la entrada y a la salida se lleve a cabo de manera reversible. Es decir, es la potencia reversible $\dot{W}_{rev}$ que puede determinarse a partir de la ecuación 7-19*a*:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}\left[(h_e - h_s) - T_0(s_e - s_s) + \frac{\cancel{\mathbf{V}_e^2 - \mathbf{V}_s^2}^{0}}{2} + g(\cancel{z_e - z_s}^{0})\right]$$
$$= \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)]$$
$$= (8 \text{ kg/2})\{(3\,344.0 - 2\,768.8) \text{ kJ/kg} - (298 \text{ K})[(7.0834 - 7.2795) \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}]\}$$
$$= \mathbf{5\,069 \text{ kW}}$$

c) La eficiencia de la segunda ley de un proceso es la razón entre la potencia útil y la potencia reversible, ecuación 7-7*b*:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{rev}} = \frac{4\,302 \text{ kW}}{5\,069 \text{ kW}} = 0.849 \text{ o } 84.9\%$$

Es decir, 15.1 por ciento del potencial de trabajo se desperdicia durante este proceso.

d) La irreversibilidad, en la forma de relación, es la diferencia entre la potencia reversible y la salida de potencia útil, ecuación 7-23:

$$I = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_u = (5069 - 4302) \text{ kW} = 767 \text{ kW}$$

Esto es, el potencial para producir trabajo útil se desperdicia a una relación de 767 kW durante este proceso. La irreversibilidad también podría obtenerse al calcular primero la entropía generada neta $\dot{S}_{gen}$ durante el proceso.

e) La disponibilidad (máximo potencial de trabajo) del vapor en las condiciones de entrada se obtiene a partir de la ecuación 7-20:

$$\psi_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) + \frac{V_1^{2\,\nearrow 0}}{2} + g\cancel{z_1}^{\nearrow 0}$$

$$= (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)$$

$$= (3344.0 - 104.89)\,\text{kJ/kg} - (298\,\text{K})[(7.0834 - 0.3674)\,\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}]$$

$$= 1238\,\text{kJ/kg}$$

Esto es, sin contar las energías cinética y potencial, cada kilogramo de vapor que entra a la turbina tiene un potencial de trabajo de 1238 kJ. Lo cual corresponde a un potencial de potencia de (8 kg/s) (1238 kJ/kg) = 9904 kW. Es obvio, la turbina convierte 4302/9904 = 43.4 por ciento del potencial de trabajo disponible del vapor en trabajo.

EJEMPLO 7-12

A una cámara de mezcla entra agua a 20 psia y 50°F a una relación de 300 lbm/min, donde se mezcla permanentemente con vapor que entra a 20 psia y 240°F. La mezcla sale de la cámara a 20 psia y 130°F, y pierde calor en el aire de los alrededores T_0 = 70°F a una relación de 180 Btu/min. Desprecie los cambios en las energías cinética y potencial, y determine el trabajo reversible y la irreversibilidad para este proceso.

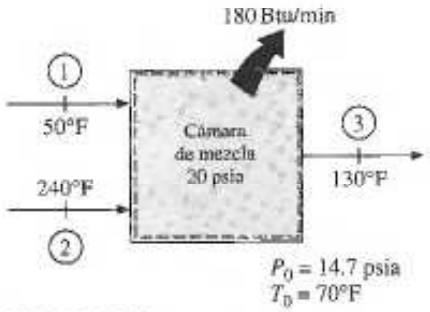


FIGURA 7-38
Dibujo esquemático para el ejemplo 7-12.

Solución Éste es un proceso de flujo permanente que se analizó en el ejemplo 6-12 en relación con la generación de entropía. En la figura 7-38 se proporciona un dibujo de la cámara de mezcla y de las fronteras del sistema. Con la aplicación las ecuaciones de conservación de la masa y de conservación de la energía, se determinó que la relación de flujo de masa del vapor en el ejemplo 6-12 era igual a $\dot{m}_2$ = 22.7 lbm/min. El trabajo reversible para este proceso puede obtenerse de la ecuación 7-18:

$$\dot{W}_{rev} = \sum \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^{2\,\nearrow 0}}{2} + g\cancel{z_e}^{\nearrow 0} - T_0 s_e\right) - \sum \dot{m}_s\left(h_s + \frac{V_s^{2\,\nearrow 0}}{2} + g\cancel{z_s}^{\nearrow 0} - T_0 s_s\right)$$

$$= \sum \dot{m}_e(h_e - T_0 s_e) - \sum \dot{m}_s(h_s - T_0 s_s)$$

$$= \dot{m}_1(h_1 - T_0 s_1) + \dot{m}_2(h_2 - T_0 s_2) - \dot{m}_3(h_3 - T_0 s_3)$$

$$= (300\,\text{lbm/min})\{18.06\,\text{Btu/lbm} - (530\,\text{R})[0.03607\,\text{Btu/(lbm} \cdot \text{R)}]\}$$

$$+ (22.7\,\text{lbm/min})\{1\,162.3\,\text{Btu/lbm} - (530\,\text{R})[1.7405\,\text{Btu/(lbm} \cdot \text{R)}]\}$$

$$- (322.7\,\text{lbm/min})\{97.98\,\text{Btu/lbm} - (530\,\text{R})[0.18172\,\text{Btu/(lbm} \cdot \text{R)}]\}$$

$$= \mathbf{4\,588.7\,Btu/min}$$



FIGURA 7-39
En sistemas que no implican trabajo real, el trabajo reversible y la irreversibilidad son idénticos.

Esto es, pudo haber producido trabajo a una relación de 4588.7 Btu/min si opera una máquina térmica entre las corrientes de fluido caliente y fría en lugar de permitir que se mezclaran directamente.

La irreversibilidad se determina con la ecuación 7-23:

$$I = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_u^{\,0} = T_0 \dot{S}_{gen}$$

Por tanto,
$$I = \dot{W}_{rev} = 4588.9 \text{ Btu/min}$$

porque no hay trabajo real producido durante el proceso (figura 7-39).

La relación de generación de entropía para este proceso, en el ejemplo 6-12 se encontró que era igual a $\dot{S}_{gen} = 8.65$ Btu/(min · R). De modo que la irreversibilidad también podría obtenerse de la segunda parte de la ecuación anterior:

$$I = T_0 \dot{S}_{gen} = (530 \text{ R})[8.65 \text{ Btu/(min} \cdot \text{R)}] = 4584.5 \text{ Btu/min}$$

La ligera diferencia entre los dos resultados se debe al error de redondeo.

7-6 ■ ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY EN SISTEMAS DE FLUJO NO PERMANENTE

En la sección 7-5 se analizaron los aspectos de la segunda ley en volúmenes de control sometidos a procesos de flujo permanente (independientes del tiempo). En esta sección, se extiende el análisis a volúmenes de control sometidos a procesos de flujo no permanente (dependientes del tiempo o transitorios). La carga o descarga de recipientes de almacenamiento y el equipo de arranque o paro, por ejemplo, implican variaciones con el tiempo, por lo que deben analizarse como procesos de flujo no permanente.

A continuación el análisis de sistemas de flujo no permanente supone primero, que las propiedades del fluido en cualquier entrada o salida permanecen constantes (*análisis de flujo uniforme*) y después dejan que varíen con el tiempo, así como con la posición, en las entradas y las salidas (*análisis general de flujo no permanente*).

Procesos de flujo uniforme

Considere un volumen de control estacionario que experimenta un proceso de flujo uniforme del estado 1 al estado 2, como muestra la figura 7-40. Cierta masa puede entrar al volumen de control en un estado uniforme e, y un poco puede salir en otro estado uniforme s. El volumen de control implica múltiples entradas y salidas y puede intercambiar calor con el medio de los alrededores a P_0 y T_0. La primera y la segunda leyes de la termodinámica para este proceso de flujo uniforme (ecuaciones 4-38 y 6-19) pueden expresarse como sigue:

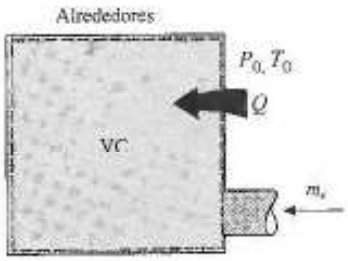


FIGURA 7-40
Un sistema de flujo uniforme que intercambia calor sólo con sus alrededores.

$$Q - W = \sum m_s\left(h_s + \frac{\mathbf{V}_s^2}{2} + gz_s\right) - \sum m_e\left(h_e + \frac{\mathbf{V}_e^2}{2} + gz_e\right) + (U_2 - U_1)_{VC}$$

y
$$S_{gen} = (S_2 - S_1)_{VC} = \sum m_s s_s - \sum m_e s_e + \frac{Q_{alr}}{T_0}$$

donde $Q_{alr} = -Q$ y S_{gen} es la cantidad de entropía generada durante el proceso. Como antes al eliminar el término de la transferencia de calor entre estas dos ecuaciones y resolver para W, obtiene

$$W = \sum m_e\left(h_e + \frac{\mathbf{V}_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e\right) - \sum m_s\left(h_s + \frac{\mathbf{V}_s^2}{2} + gz_s - T_0 s_s\right) + [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2)]_{VC} - T_0 S_{gen} \qquad (7\text{-}29)$$

Éste es el **trabajo real** efectuado durante el proceso. Un sistema de flujo uniforme en general, puede incluir fronteras móviles y por ello trabajo de los alrededores $W_{alr} = P_0(V_2 - V_1)$, como se muestra en la figura 7-41. El **trabajo reversible**, que es el máximo trabajo útil posible, se obtiene al sustraer W_{alr} de la ecuación anterior e igualar a cero el término de la generación de entropía S_{gen}:

$$W_{rev} = \sum m_e\left(h_e + \frac{\mathbf{V}_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e\right) - \sum m_s\left(h_s + \frac{\mathbf{V}_s^2}{2} + gz_s - T_0 s_s\right) + [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{VC} \quad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}29)$$

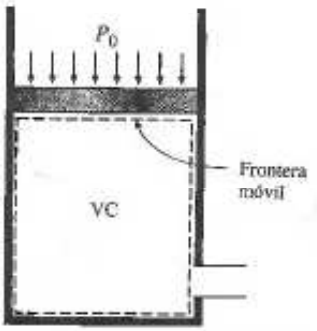


FIGURA 7-41
Un sistema de flujo uniforme puede incluir fronteras móviles y por ello trabajo de los alrededores.

Con las definiciones de disponibilidad de sistema cerrado y de disponibilidad de corriente, se puede expresar también el trabajo reversible como

$$W_{rev} = \sum m_e \psi_e - \sum m_s \psi_s + (\Phi_1 - \Phi_2)_{VC} \quad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}31)$$

En las relaciones anteriores, el subíndice 1 se refiere al estado inicial del volumen de control, 2 al estado final, e al estado de entrada y s al estado de salida.

La **disponibilidad** de un sistema de flujo uniforme en condiciones especificadas es el máximo potencial de trabajo disponible $W_{rev,máx}$ y se obtiene de la ecuación 7-31, a partir de que, tanto el volumen de control como las corrientes de salida estén en el estado muerto (es decir, el estado de disponibilidad cero, $\psi_e = 0$ y $\Phi_2 = 0$) al final del proceso:

$$\text{Disponibilidad} = W_{rev,máx} = \sum m_e \psi_e + \Phi_{1,VC} \quad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}32)$$

La **irreversibilidad** I asociada con un proceso de flujo uniforme es la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil (ecuación 7-14a):

$$I = W_{rev} - W_u = T_0 S_{gen} \quad \text{(kJ)}$$

La transferencia de calor entre un sistema de flujo uniforme y cuerpos que no sean la atmósfera puede manejarse como se expuso en las secciones precedentes.

EJEMPLO 7-13

Un tanque rígido de 200 m³ contiene aire atmosférico a 100 kPa y 300 K y se empleará como recipiente de almacenamiento para aire comprimido a 1 MPa y 300 K. El aire comprimido se va a suministrar por medio de un compresor que adquiere aire atmosférico a P_0 = 100 kPa y T_0 = 300 K. Determine el requerimiento de trabajo mínimo para este proceso.

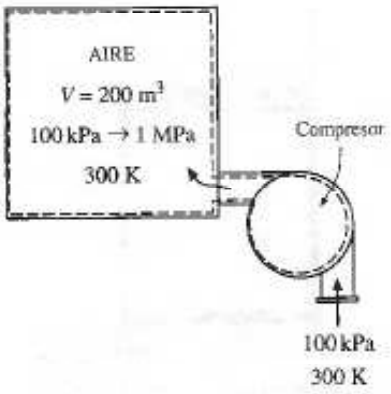


FIGURA 7-42
Dibujo esquemático para el ejemplo 7-13.

Solución Considere el tanque rígido combinado con el compresor como el volumen de control, en la forma indicada en la figura 7-42. En conjunto éste es un proceso de carga y, por tanto, es aplicable el análisis de flujo uniforme. El aire en las condiciones especificadas puede tratarse como un gas ideal puesto que se encuentra bastante arriba de la temperatura crítica de sus componentes. El aire entra al volumen de control en condiciones uniformes (P_e = 100 kPa y T_e = 300 K). El mínimo trabajo requerido para un proceso es el trabajo reversible que, en este caso, puede obtenerse con la ecuación 7-30:

$$W_{rev} = \sum m_e\left(h_e + \frac{\mathbf{V}_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e\right) - \sum m_s\left(h_s + \frac{\mathbf{V}_s^2}{2} + gz_s - T_0 s_s\right) + [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{VC}$$

No sale masa del volumen de control (m_s = 0), por lo tanto segundo término en el lado derecho se elimina. El último término en este caso es cero, puesto que el volumen de control tiene fronteras fijas ($V_1 = V_2$). Si se ignoran las energías cinética y potencial, esta ecuación se reduce a

$$W_{rev} = m_e(h_e - T_0 s_e) + [(m_1 u_1 + m_2 u_2) - T_0(m_1 s_1 + m_2 s_2)]_{VC}$$

La ecuación de la conservación de la masa (ecuación 4-28) para este proceso de flujo uniforme produce

$$\sum m_e - \sum m_s^{\,0} = (m_2 - m_1)_{VC} \longrightarrow m_e = m_2 - m_1$$

Si se sustituye esto en la ecuación anterior y rearregla (por conveniencia en los cálculos del cambio de entropía), se obtiene

$$W_{rev} = [m_2(h_e - u_2) - m_1(h_e - u_1)] - T_0[m_2(s_e - s_2) - m_1(s_e - s_1)]$$

Las temperaturas del aire a la entrada y los estados inicial y final se indicaron iguales ($T_e = T_1 = T_2$ = 300 K). Como un gas ideal, la entalpía y la energía interna del aire dependen sólo de la temperatura, y a 300 K sus valores son

$$h_e = 300.19 \text{ kJ/kg}$$

y

$$u_1 = u_2 = 214.07 \text{ kJ/kg}$$

La masa del aire en el tanque en los estados inicial y final se obtiene con la ecuación de gas ideal:

$$m_1 = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(100 \text{ kPa})(200 \text{ m}^3)}{[0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kg} \cdot \text{K})](300 \text{ K})} = 232.29 \text{ kg}$$

y

$$m_2 = \frac{P_2 V_2}{RT_2} = \frac{(1000 \text{ kPa})(200 \text{ m}^3)}{[0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kg} \cdot \text{K})](300 \text{ K})} = 2322.9 \text{ kg}$$

Los cambios de entropía del aire se determinan mediante la ecuación 6-38:

$$s_e - s_1 = C_{p,pro} \ln \frac{T_e^{\,0}}{T_1} - R \ln \frac{P_e^{\,0}}{P_1} = 0$$

y

$$s_e - s_2 = C_{p,pro} \ln \frac{T_e^{\,0}}{T_2} - R \ln \frac{P_e}{P_2} = -R \ln \frac{P_e}{P_2}$$

$$= -[0.287 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}] \ln \frac{100 \text{ kPa}}{1\,000 \text{ kPa}} = 0.661 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

La sustitución produce

$$\begin{aligned} W_{rev} &= \{(2322.9\ \text{kg})[(300.19 - 214.07)\ \text{kJ/kg}] \\ &\quad - (232.29\ \text{kg})[(300.19 - 214.07)\ \text{kJ/kg}]\} \\ &\quad - (300\ \text{K})\{(2322.9\ \text{kg})[0.661\ \text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}] - 0\} \\ &= \mathbf{-280\ 588\ kJ} \end{aligned}$$

Es decir, se necesita un mínimo de 280 588 kJ de entrada de trabajo para llenar el tanque con aire comprimido a 300 K y 1 MPa. En realidad, la entrada de trabajo necesario será más grande en una cantidad igual a la irreversibilidad del proceso real.

EJEMPLO 7-14

Determine la disponibilidad de los 2322.9 kg de aire comprimido a 1 MPa y 300 K almacenados en el tanque rígido de 200 m^3 analizado en el ejemplo 7-13.

Solución Esta vez se tiene una masa fija (sistema cerrado) a 1 MPa y 300 K (estado 2 en el ejemplo 7-13) como sistema, según indica la figura 7-43. Su disponibilidad puede determinarse mediante la ecuación 7-12a:

$$\Phi_2 = (U_2 - U_0) - T_0(S_2 - S_0) + P_0(V_2 - V_0)$$

Advierta que el estado muerto (P_0 = 100 KPa y T_0 = 300 K) es idéntico al estado de entrada (estado *e*) en el ejemplo 7-13. Por tanto,

$$U_2 - U_0 = m(u_2 - u_0) = mC_v(T_2 - T_0) = 0$$

$$s_2 - s_0 = s_2 - s_1 = -0.661\ \text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

y

$$\frac{P_0V_0}{T_0} = \frac{P_2V_2}{T_2} \longrightarrow V_0 = \frac{P_2}{P_0}V_2 = \frac{1000\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}(200\ \text{m}^3) = 2000\ \text{m}^3$$

Al sustituir, la disponibilidad es

$$\begin{aligned} \Phi_2 &= \cancel{m(u_2 - u_0)}^{\,0} - T_0m(s_2 - s_0) + P_0(V_2 - V_0) \\ &= 0 - (300\ \text{K})(2322.9\ \text{kg})[-0.661\ \text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}] \\ &\quad + (100\ \text{kPa})[(200 - 2000)\ \text{m}^3][\text{kJ/(kPa} \cdot \text{m}^3)] \\ &= \mathbf{280\ 631\ kJ} \end{aligned}$$

Es decir, un máximo de 280 631 kJ de trabajo útil podrían obtenerse de este aire comprimido en el tanque. Este resultado es (así se supone) el mismo que *el obtenido en el ejemplo 7-13. La ligera diferencia entre los dos se debe al error de redondeo.*



FIGURA 7-43
Dibujo esquemático para el ejemplo 7-14.

Procesos generales de flujo no permanente

Cuando las propiedades de una corriente de fluido que entra o sale de un volumen de control varían considerablemente con el tiempo o por el área de la sección transversal de una entrada o salida, la suposición del flujo uniforme utilizada puede producir errores inaceptables y dejar de ser apropiada. En esos casos, la variación de las propiedades del fluido durante un proceso deben explicar-

se apropiadamente (figura 7-44). Por lo que es necesario sustituir la cantidad finita

$$\left(h + \frac{\mathbf{V}^2}{2} + gz - T_0 s\right)m \tag{7-33}$$

por la suma (integral) de cantidades diferenciales como

$$\int_1^2 \left(h + \frac{\mathbf{V}^2}{2} + gz - T_0 s\right) \delta m \tag{7-34}$$

donde $\delta m = \rho\, \mathbf{V}\, dA\, dt$ (en la cual ρ = densidad, $\mathbf{V}$ = velocidad normal, dA = área de la sección transversal diferencial de una entrada o salida, dt = intervalo de tiempo diferencial) es la masa diferencial que entra o sale del volumen de control y los límites de integración 1 y 2 son los estados inicial y final, respectivamente, del proceso. Es evidente que cuando las propiedades del fluido permanecen constantes durante un proceso, la cantidad dentro del paréntesis se obtiene de la integral y la ecuación 7-34 se reduce a la ecuación 7-33.

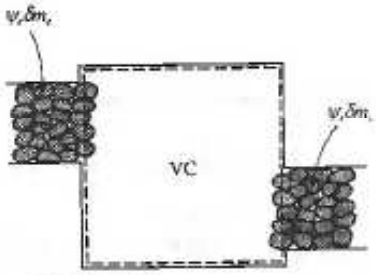


FIGURA 7-44
Cuando las propiedades del fluido en una abertura no son uniformes, la disponibilidad de una corriente del fluido se obtiene por integración.

Con este procedimiento las relaciones de trabajo reversible para un volumen de control que intercambia calor sólo con los alrededores (ecuaciones 7-30 y 7-31) puede expresarse en el caso general como

$$\begin{aligned} W_{\text{rev}} = {} & \sum \int_1^2 \left(h_e + \frac{\mathbf{V}_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e\right) \delta m_e \\ & - \sum \int_1^2 \left(h_s + \frac{\mathbf{V}_s^2}{2} + gz_s - T_0 s_s\right) \delta m_s \\ & + [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{\text{VC}} \qquad \text{(kJ)} \end{aligned} \tag{7-35}$$

o

$$W_{\text{rev}} = \sum \int_2^2 \psi_e\, \delta m_e - \sum \int_1^2 \psi_s\, \delta m_s + (\Phi_1 - \Phi_2) \qquad \text{(kJ)} \tag{7-36}$$

Para efectuar las integraciones, es necesario conocer cómo varían las propiedades con el tiempo así como con la posición. Si no se disponen tales relaciones, las integraciones deben numéricamente.

El trabajo reversible también se expresa en forma de relación si se divide cada término en la ecuación 7-35 entre Δt y toma el límite cuando $\Delta t \to 0$:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{rev}} = {} & \sum \int_{A_e} \left(h_e + \frac{\mathbf{V}_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e\right) \delta \dot{m}_e \\ & - \sum \int_{A_s} \left(h_s + \frac{\mathbf{V}_s^2}{2} + gz_s - T_0 s_s\right) \delta \dot{m}_s \\ & - \frac{d(E + P_0 V - T_0 S)_{\text{VC}}}{dt} \qquad \text{(kJ)} \end{aligned} \tag{7-37}$$

Las ecuaciones 7-35 y 7-37 pueden modificarse para manejar la transferencia de calor con otros K cuerpos (a temperaturas T_k en las cantidades de Q_k o $\dot{Q}_k$) sustrayendo

$$\sum_{k=1}^{K} Q_k\left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \quad \text{de la ecuación 7-35}$$

o

$$\sum_{k=1}^{K} \dot{Q}_k\left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \quad \text{de la ecuación 7-37}$$

Aquí el signo de Q_k (o $\dot{Q}_k$) se determina respecto de otros cuerpos, no respecto de sistema.

La irreversibilidad asociada con el proceso puede determinarse con la ecuación 7-14*a*, o la ecuación 7-23 en la forma de relación.

Las relaciones del trabajo reversible desarrolladas antes son lo suficientemente generales y pueden aplicarse a cualquier sistema termodinámico. Las relaciones para sistemas cerrados y sistemas de flujo permanente y de flujo uniforme pueden obtenerse de estas relaciones como casos especiales.

EJEMPLO 7-15

Un tanque de almacenamiento aislado con $V = 50$ m³ contiene inicialmente gas argón a $T_1 = 500$ K y $P_1 = 800$ kPa. El argón se deja escapar hasta que la presión en el tanque disminuye a $P_2 = 100$ kPa. El proceso en el tanque es lo suficientemente lento y adiabático y, por ello, puede suponerse que será isentrópico. El medio de los alrededores está a $T_0 = 25$ C y $P_0 = 100$ kPa. Determine el trabajo reversible y la irreversibilidad para este proceso y explique al mismo tiempo las variaciones de las propiedades a la salida del tanque. No considere algún cambio en las energías cinética y potencial.

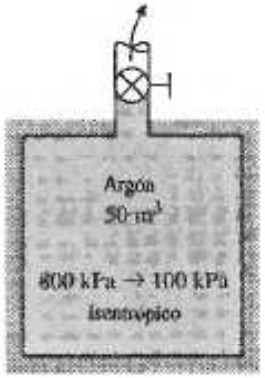


FIGURA 7-45
Dibujo esquemático para el ejemplo 7-15.

Solución Considere al volumen dentro del tanque de almacenamiento como el volumen de control, en la forma indicada en la figura 7-45. Este proceso es transitorio puesto que las propiedades del fluido dentro del volumen de control cambian con el tiempo. Se supone que el proceso es suficientemente lento, de manera que las propiedades del fluido dentro del tanque pueden considerarse uniformes en cualquier instante durante el proceso. El argón está bastante arriba de su temperatura crítica (151 K) y puede tratarse como un gas ideal en este proceso. El proceso es isentrópico y la presión y la temperatura en el tanque cambian de acuerdo con la relación isentrópica de gas ideal (ecuación 6-47b)

$$TP^{(1-k)/k} = \text{constante}$$

donde k es la razón de calores específicos C_p/C_v. Tome 0 K como la temperatura de referencia, y exprese la energía interna y la entalpía del argón como

$$u = C_v T \qquad \text{y} \qquad h = C_p T$$

donde T es la temperatura absoluta. El volumen de control no incluye interacciones de trabajo reales y, por tanto, el trabajo reversible y la irreversibilidad son idénticos en este caso. El trabajo reversible será determinado por medio de la ecuación 7-35 para tomar en cuenta la variación de las propiedades a la salida del tanque.

Descarte los cambios en la energía cinética y potencial, la ecuación 7-35 se reduce a

$$W_{rev} = -\int_1^2 (h_s - T_0 s_s)\,\delta m_s + [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2)]_{VC}$$

$$= -\int_1^2 h_s \delta m_s + \int_1^2 T_0 s_s \delta m_s + [(m_1 u_1 - m_2 u_2) - T_0(m_1 s_1 - m_2 s_2)]_{VC}$$

La entropía específica de un sistema permanece constante durante un proceso isentrópico ($s_1 = s_2 = s_s$ = constante). De modo que la segunda integral en la ecuación anterior puede encontrarse fácilmente y da como resultado $T_0 s_s m_s$. Después de rearreglar los términos, la ecuación anterior se reduce a

$$W_{rev} = -\int_1^2 (h_s \delta m_s + (m_1 u_1 - m_2 u_2)_{VC} - T_0[m_1(\cancelto{0}{S_s - S_1}) - m_2(\cancelto{0}{S_s - S_2})]_{VC}$$

$$= -\int_1^2 (h_s \delta m_s + (m_1 u_1 - m_2 u_2)_{VC}$$

La integral en la relación final se analizó y efectuó en el capítulo 4 para el proceso politrópico (Pv^n = constante) de un gas ideal. El proceso isentrópico es un caso especial del proceso politrópico con $n = k$. Sustituya el exponente politrópico n por el exponente isentrópico k y simplifique

$$-\int_1^2 (h_s \delta m_s = \frac{C_p}{k}\frac{V}{R}(P_2 - P_1) = C_v \frac{V}{R}(P_2 - P_1)$$

puesto que $k = C_p/C_v$. Los últimos dos términos de la ecuación pueden expresarse como

$$m_1 u_1 - m_2 u_2 = \left(\frac{P_1 V}{RT_1}\right) C_v T_1 - \left(\frac{P_2 V}{RT_2}\right) C_v T_2 = C_v \frac{V}{R}(P_1 - P_2)$$

Sustituya y obtiene

$$W_{rev} = C_v \frac{V}{R}(P_2 - P_1) + C_v \frac{V}{R}(P_1 - P_2) = 0$$

Esto es, el trabajo reversible (y la irreversibilidad) es cero en este proceso, lo que significa que nada de potencial de trabajo se desperdicia durante un proceso de descarga isentrópico. Esto es cierto dado que el fluido se descarga en un dispositivo que produce trabajo, como una turbina. Si es estrangulado por una válvula (un proceso altamente irreversible) y descargado en la atmósfera, todo el potencial de trabajo se desperdiciará. Incluso con una válvula, el proceso en el tanque (excluyendo la válvula) sigue siendo reversible, pero el proceso combinado sería irreversible.

7-7 ASPECTOS DE LA SEGUNDA LEY EN LA VIDA DIARIA

La termodinámica es una ciencia natural y fundamental que trata con diversos aspectos de la energía. Incluso personas sin preparación tecnica tienen una comprensión básica de la energía y de la primera ley de la termodinámica (la conservación de la energía) porque es difícil que algún aspecto de la vida no implique la transferencia o transformación de la energía en diferentes formas. Por ejemplo todas las personas que se someten a dietas basan su estilo de vida en el principio de la conservación de la energía. A pesar de que los aspectos de la primera ley de la termodinámica se comprenden con rapidez y los acepta fácilmente la mayor parte de la gente, no hay una conciencia pública en torno a la segunda ley de la termodinámica, y los aspectos de dicha ley no son del todo apreciados incluso por personas que poseen fundamentos técnicos. Esto provo-

ca que algunos estudiantes vean a la segunda ley como algo que es de interés teórico en lugar de una importante y práctica herramienta de ingeniería. En consecuencia, los estudiantes muestran poco interés en un estudio detallado de la segunda ley de la termodinámica; situación desafortunada debido a que los estudiantes terminan con una imagen parcial de la termodinámica y carecen de la imagen completa y balanceada.

Muchos *eventos ordinarios* que pasan inadvertidos pueden servir como excelentes vehículos para comunicar temas importantes de la termodinámica. A continuación se intentar demostrar la relevancia de conceptos de la segunda ley como disponibilidad, trabajo reversible, irreversibilidad y eficiencia de la segunda ley en diversos aspectos de la vida cotidiana mediante ejemplos con los que incluso las personas sin conocimientos técnicos puedan identificarse. La esperanza es que se aumente la comprensión y apreciación de la segunda ley de la termodinámica y sea un estímulo para emplearla con mayor frecuencia en áreas técnicas e incluso no técnicas. Al lector crítico se le recuerda que los conceptos que se presentan en seguida son *moderados* y *difíciles de cuantificar* y se incluyen aquí para estimular el interés en el estudio de la segunda ley de la termodinámica, así como para aumentar el entendimiento y apreciación de ella.

Los conceptos de la segunda ley se usan implícitamente en diversos aspectos de la vida diaria. Mucha gente con exito parece utilizarlos con amplitud sin darse cuenta de ello. Hay un creciente reconocimiento de que la calidad desempeña un papel tan importante como la cantidad en las actividades diarias. Lo siguiente apareció en un artículo en la *Reno Gazette-Journal* el 3 de marzo de 1991:

> El Dr. Held se considerá un sobreviviente de la conspiración del tic-tac. Hace aproximadamente cuatro años, alrededor de su cumpleaños número 40, él tenía jornadas de trabajo de 21 horas diarias —con trabajo en la tarde, trabajando fuera, cuidando a sus tres hijos y practicando deportes. Dormía aproximadamente 4 o 5 horas en la noche... "Ahora me voy a la cama a las 9:30 y me levanto a las 6", afirma. "Hago el doble de lo que solía hacer antes. No tengo que hacer cosas dos veces o leer cosas tres veces antes de entenderlas."

El enunciado anterior tiene una fuerte relevancia para los análisis de la segunda ley. Indica que el problema no es cuánto tiempo tiene (la primera ley), sino más bien, qué tan efectivamente lo usa (la segunda ley). Que una persona logre *hacer más en menos tiempo* no es diferente a que un automóvil recorra *más millas con menos combustible*.

En termodinámica el *trabajo reversible* para un proceso se define como la salida de trabajo útil máxima (o la entrada de trabajo mínima) para ese proceso. Es el trabajo útil que un sistema puede entregar (o consumir) durante un proceso entre dos estados especificados si ese proceso se ejecuta de manera reversible (perfecta). La diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil real se debe a imperfecciones (o irreversibilidades), y se denomina *irreversibilidad* (el potencial de trabajo desperdiciado). En el caso especial de que el estado final sea el estado muerto o el estado de los alrededores, el trabajo reversible se vuelve un máximo y se llama *disponibilidad* del sistema en el estado inicial. La irreversibilidad para un proceso reversible o perfecto es cero.

La *disponibilidad* de una persona en la vida diaria puede verse como el mejor trabajo que la persona efectúa bajo las condiciones más favorables. Por otra parte, el *trabajo reversible* en la vida diaria puede considerarse como el mejor trabajo que una persona realiza bajo ciertas condiciones especificadas. Entonces la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo real efectuado bajo esas condiciones es la *irreversibilidad* (el potencial de trabajo desperdiciado). En sistemas de ingeniería se deben identificar las principales fuentes de irreversibilidades para minimizarlas y así maximizar el rendimiento. En la vida diaria, una persona debe hacer exactamente lo mismo para maximizar su rendimiento.

La disponibilidad de una persona en un tiempo y lugar determinados puede considerarse como la máxima cantidad de trabajo que realizar en ese tiempo y lugar. En verdad es difícil de cuantificar la disponibilidad debido a la interdependencia de las capacidades físicas e intelectuales de una persona. La capacidad para efectuar tareas físicas e intelectuales simultáneamente complica las cosas aún más. Es obvio que *la educación y el adiestramiento* incrementan la capacidad de una persona. El *envejecimiento* disminuye la disponibilidad física. A diferencia de la mayor parte de las cosas mecánicas, la disponibilidad de los seres humanos es una función del tiempo, y la disponibilidad física y/o intelectual de una persona se desperdicia si no se utiliza a tiempo. Un barril de petróleo no pierde nada de su disponibilidad si se deja almacenado durante 40 años. Pero una persona perderá mucho de su disponibilidad total durante ese periodo de tiempo si permanece inmóvil.

Por ejemplo un granjero que trabajo arduamente tal vez utilice por completo su *disponibilidad física*, pero muy poco de su *disponibilidad intelectual*. Ese granjero, por ejemplo, podría aprender otro lenguaje o una ciencia si escucha algunas cintas educativas al mismo tiempo que realiza su trabajo físico. Esto también es cierto para la gente que utiliza un tiempo considerable en el automóvil al dirigirse al trabajo. Se espera que algún día haya la capacidad de hacer análisis de disponibilidad para la gente y análisis de irreversibilidad para sus actividades. Los análisis de ese tipo indicarán a la gente la forma de minimizar su irreversibilidad y de hacer más en menos tiempo. Las microcomputadoras pueden efectuar varias tareas a la vez. ¿Por qué los seres humanos no son capaces de hacer lo mismo?

Los niños nacen con diferentes niveles de *disponibilidad* (talentos) en diferentes áreas. Aplicar pruebas de aptitud a los niños en la edad temprana es simplemente un intento para descubrir el grado de sus disponibilidades o talentos "ocultos". Entonces los niños se orientan hacia áreas en las cuales tienen la mayor disponibilidad. Cuando adultos, es más probable que se desempeñen a niveles más altos sin exceder los límites si ellos se adaptan naturalmente en esas áreas.

Se puede considerar el nivel de agudeza de una persona como su *disponibilidad* en las tareas intelectuales. Cuando una persona ha descansado bien, el grado de agudeza y, en consecuencia la disponibilidad intelectual, están en un máximo, y esta disponibilidad disminuye con el tiempo a medida que la persona se cansa, como se ilustra en la figura 7-46. Diferentes tareas en la vida cotidiana requieren diversos niveles de disponibilidad intelectual y la diferencia entre la agudeza disponible y la requerida puede considerarse como la *agudeza desperdiciada* o *irreversibilidad*. Para minimizar la irreversibilidad, debe haber un estrecho vínculo entre la agudeza disponible y la requerida.

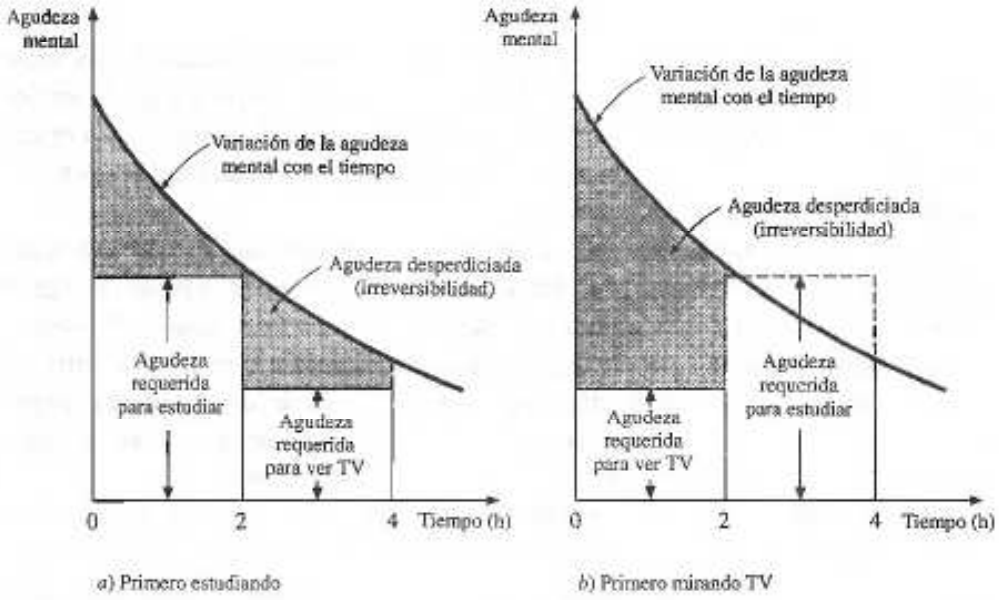


FIGURA 7-46
La irreversibilidad asociada con un estudiante que estudia y mira una película en la televisión, durante dos horas en cada caso.

Considere a un estudiante que ha descansado y que planea utilizar sus siguientes cuatro horas a estudiar y mirar una película de dos horas de duración. Desde la perspectiva de la *primera ley* no hay diferencia en el orden en que se llevan a cabo estas tareas. Pero desde el punto de vista de la *segunda ley*, hay una enorme diferencia. De estas dos tareas estudiar requiere más agudeza intelectual que la que se necesita para ver una película, por lo que tiene sentido termodinámico estudiar primero, cuando la agudeza es alta, y ver la película después, cuando la agudeza es inferior, como se muestra en la figura. Un estudiante que realiza estas actividades al reves desperdiciará una gran cantidad de agudeza mientras mira la película, como ilustra la figura 7-46, y tendrá que repasar más al estudiar debido a la insuficiente agudeza, haciendo así menos en el mismo tiempo.

En termodinámica; *la eficiencia de la primera ley* (o eficiencia térmica) de una máquina térmica se define como la relación entre la salida de trabajo neta y la entrada de calor total. Es decir es la fracción del calor suministrado que se convierte en trabajo neto. En general, la eficiencia de la primera ley puede considerarse como la razón entre la salida deseada y la entrada requerida. La eficiencia de la primera ley no hace referencia al *mejor rendimiento posible*, por lo que la sola eficiencia de la primera ley no es una medida realista de rendimiento. Para superar esta deficiencia se define la eficiencia de la segunda ley, que es una medida del rendimiento real relativo al mejor rendimiento posible bajo las mismas condiciones. Para máquinas térmicas, la eficiencia de la segunda ley se define como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica máxima posible (reversible) en las mismas condiciones.

En la vida diaria la *eficiencia de la primera ley* o el *rendimiento* de una persona puede considerarse como el logro de esa persona en relación con el esfuerzo que dedica. Por otro lado, la *eficiencia de la segunda ley* de una persona, es el rendimiento de esa persona en relación con el mejor rendimiento posible dadas las circunstancias.

La alegría se relaciona estrechamente con la *eficiencia de la segunda ley* Los niños pequeños son probablemente los seres humanos más felices porque es tan poco lo que pueden hacer, aunque lo hacen bastante bien, considerando

sus limitadas capacidades. Los niños tienen eficiencias de la segunda ley muy altas en su vida diaria. El término "vida plena" también se refiere a la eficiencia de la segunda ley. Se considera que una persona tiene vida plena, y en consecuencia una eficiencia de la segunda ley muy alta, si ha utilizado todas sus habilidades hasta el límite durante su vida.

Incluso una persona discapacitada tendrá que dedicar un esfuerzo considerable para lograr lo que una persona normal consigue. Aunque, a pesar de lograr menos con mayor esfuerzo, la persona discapacitada con un rendimiento impresionante probablemente logrará más elogios. De manera que es posible afirmar que esta persona discapacitada tuvo una baja eficiencia de la primera ley (logró poco con un gran esfuerzo) pero una muy alta eficiencia de la segunda ley (logró tanto como es posible de acuerdo con las circunstancias).

Los ejemplos anteriores muestran que hay varios *paralelismos* entre los supuestos conceptos abstractos de la termodinámica relacionados con la segunda ley y la vida cotidiana, y que los conceptos de la segunda ley pueden utilizarse en la vida diaria con tanta frecuencia y autoridad como los conceptos de la primera ley (o conservación). Relacionar los *conceptos abstractos* de la termodinámica con los *sucesos ordinarios* de la vida beneficia tanto a los ingenieros como a los científicos sociales: ayuda a los *ingenieros* a tener una imagen más clara de los conceptos y a comprenderlos mejor, y posibilita a los *científicos sociales* a emplear dichos conceptos para describir y formular algunos fenómenos sociales o psicológicos mejor y con más precisión. De este modo las matemáticas y las ciencias se usan para apoyarse mutuamente: los abstractos conceptos matemáticos se comprenden mejor con ejemplos de las ciencias, y los fenómenos científicos se describen y formulan mejor con la ayuda de las matemáticas.

Los argumentos presentados en esta sección son de naturaleza exploratoria y se espera que inicien algunas discusiones e investigaciones interesantes que puedan conducir a un mejor entendimiento del desempeño en diversos aspectos de la vida diaria. Con el tiempo la segunda ley puede emplearse para determinar cuantitativamente la manera más efectiva de mejorar la calidad de vida y el rendimiento en el quehacer cotidiano, del mismo modo que se emplea en el presente para mejorar el rendimiento de los sistemas de ingeniería.

7-8 RESUMEN

El contenido de energía del universo es constante, al igual que su contenido de masa. Sin embargo, en tiempos de crisis se desata un bombardeo de discursos y artículos sobre "cómo conservar" la energía. Los ingenieros saben muy bien que la energía realmente se conserva, lo que no se conserva es disponibilidad, la cual es el potencial de trabajo útil de la energía. Una vez que la disponibilidad se desperdicia, nunca puede recuperarse. Cuando se usa energía (para calentar las casas, por ejemplo), no se destruye nada de energía; sólo se convierte en una forma menos útil, una forma con menor disponibilidad.

El potencial de trabajo útil máximo de un sistema en el estado especificado se llama *disponibilidad*; propiedad que se asocia con el estado del sistema y los alrededores. Un sistema que se encuentra en equilibrio con sus alrededores tiene disponibilidad cero y se dice que está en el *estado muerto*.

Las formas mecánicas de la energía (como las energías cinética y potencial) son del todo energía disponible. La disponibilidad de la energía térmica para depositos térmicos es equivalente a la salida de trabajo de una máquina térmica de Carnot que opera entre el depósito y el ambiente.

El *trabajo real* W realizado durante un proceso puede determinarse de las ecuaciones con la conservación con la energía estudiadas en los capítulos 3 y 4. Si el volumen del sistema cambia durante un proceso, parte de este trabajo, llamado el *trabajo de los alrededores* W_{alr}, se usa para empujar y hacer a un lado al medio circundante a una presión constante de P_0, y no puede emplearse para ningún propósito útil. La diferencia entre el trabajo real total y el trabajo de los alrededores se denomina el *trabajo útil* W_u y se determina con

$$W_u = W - W_{alr} = W - P_0(V_2 - V_1) \qquad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}2)$$

El trabajo de los alrededores W_{alr} es cero en dispositivos cíclicos, dispositivos de flujo permanente y sistemas con fronteras fijas.

La cantidad máxima de trabajo útil que puede obtenerse de un sistema cuando se somete a un proceso entre dos estados especificados se denomina *trabajo reversible* W_{rev}. Ésta es la salida (o entrada) de trabajo útil obtenida cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de una manera totalmente reversible. Para el caso especial en que el estado final sea el del ambiente (P_0, T_0), el trabajo reversible y la disponibilidad se vuelven idénticos.

La diferencia entre el trabajo reversible W_{rev} y el trabajo útil W_u para un proceso se debe a las irreversibilidades y se llama *irreversibilidad I*. Para cualquier sistema, cerrado o abierto, se expresa como

$$I = W_{rev} - W_u = T_0 S_{gen} \qquad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}14a)$$

o

$$i = w_{rev} - w_u = T_0 s_{gen} \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (7\text{-}14b)$$

o

$$\dot{I} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_u = T_0 \dot{S}_{gen} \qquad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}23)$$

donde S_{gen} (o $\dot{S}_{gen}$) es la entropía generada durante el proceso. En un proceso totalmente reversible, los términos del trabajo útil y del reversible son idénticos y en virtud de ello la irreversibilidad es cero.

La sola eficiencia de la primera ley no es una medida realista del rendimiento para los dispositivos de la ingeniería. Por ello se define un parámetro para expresar el rendimiento de un dispositivo en relación con el rendimiento bajo condiciones reversibles para los mismos estados extremos. Este parámetro se llama la *eficiencia de la segunda ley* η_{II} y está dada por

$$\eta_{II} = \frac{\eta_t}{\eta_{t,rev}} = \frac{W_u}{W_{rev}} \qquad (7\text{-}7a,b)$$

para máquinas térmicas y otros dispositivos que producen trabajo, y

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{rev}} = \frac{W_{rev}}{W_u} \qquad (7\text{-}8a,b)$$

para refrigeradores, bombas de calor y otros dispositivos que consumen trabajo.

Las disponibilidades de un sistema cerrado ϕ y una corriente de fluido que fluye ψ están dadas en base unitaria por

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) \quad \text{(kJ/kg)} \quad (7\text{-}12b)$$

y

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{\mathbf{V}^2}{2} + gz \quad \text{(kJ/kg)} \quad (7\text{-}20)$$

donde las propiedades con subíndice "0" se evaluarán en el estado de los alrededores, P_0 y T_0.

Las expresiones del trabajo reversible pueden resumirse como sigue:

Dispositivos cíclicos:

$$W_{rev} = \eta_{t,rev} Q_H \quad \text{máquinas térmicas}$$

$$-W_{rev} = \frac{Q_L}{\text{COP}_{R,rev}} \quad \text{refrigeradores}$$

$$-W_{rev} = \frac{Q_H}{\text{COP}_{BC,rev}} \quad \text{bombas de calor}$$

Sistemas cerrados:

$$W_{rev} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \quad (7\text{-}11)$$

$$= m(\phi_1 - \phi_2) \quad \text{(kJ)} \quad (7\text{-}13a)$$

Sistemas de flujo permanente:

$$\dot{W}_{rev} = \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{\mathbf{V}_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{\mathbf{V}_s^2}{2} + gz_s - T_0 s_s \right) \quad (7\text{-}18)$$

$$= \sum \dot{m}_e \psi_e - \sum \dot{m}_s \psi_s \quad \text{(kW)} \quad (7\text{-}21)$$

Para un dispositivo de una sola corriente se reduce a

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}\left[(h_e - h_s) - T_0(s_e - s_s) + \frac{\mathbf{V}_e^2 - \mathbf{V}_s^2}{2} + g(z_e - z_s) \right] \quad \text{(kW)} \quad (7\text{-}19a)$$

$$= \dot{m}(\psi_e - \psi_s) \quad \text{(kW)}$$

Sistemas de flujo uniforme:

$$W_{rev} = \sum m_e \left(h_e + \frac{\mathbf{V}_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e \right) - \sum m_s \left(h_s + \frac{\mathbf{V}_s^2}{2} + gz_s - T_0 s_s \right)$$

$$+ [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{VC} \quad \text{(kJ)} \quad (7\text{-}30)$$

$$= \sum m_e \psi_e - \sum m_s \psi_s + (\Phi_1 - \Phi_2)_{VC} \quad \text{(kJ)} \quad (7\text{-}31)$$

En las relaciones anteriores, el subíndice 1 se refiere al estado inicial del sistema, el 2 al estado final, e al estado de entrada, s al estado de salida, y 0 al estado del ambiente a T_0 y P_0. Se supone que toda transferencia de calor sucede sólo entre el sistema y sus alrededores. Las anteriores relaciones del trabajo reversi-

ble pueden modificarse para manejar la transferencia de calor con otros K cuerpos (*a* temperaturas T_k y en las cantidades de Q_k o $\dot{Q}_k$) restándoles

$$\sum_{k=1}^{K} Q_k\left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \quad \text{o} \quad \sum_{k=1}^{K} \dot{Q}_k\left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)$$

Aquí el signo de Q_k (o $\dot{Q}_k$) se determina respecto de los otros cuerpos, no del sistema.

El trabajo reversible también puede expresarse en una forma general como

$$\begin{aligned} W_{\text{rev}} = {} & \Sigma \int_1^2 \left(h_e + \frac{\mathbf{V}_e^2}{2} + gz_e - T_0 s_e\right) \delta m_e \\ & - \Sigma \int_1^2 \left(h_i + \frac{\mathbf{V}_i^2}{2} + gz_i - T_0 s_i\right) \delta m_i \\ & + [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{\text{VC}} \\ & - \sum_{k=1}^{K} Q_k\left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \qquad \text{(kJ)} \end{aligned}$$

REFERENCIAS Y LECTURAS SUGERIDAS

1 J. E. Ahern, *The Exergy Method of Energy Systems Analysis*, Wiley, Nueva York, 1980.

2 A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, Nueva York, 1988.

3 A. Bejan, *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow*, Wiley, Interscience, Nueva York, 1982.

4 J. B. Jones y G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2a. ed., Wiley, Nueva York, 1986.

5 M. J. Moran y H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Wiley, Nueva York, 1988.

6 G. J. Van Wiley y R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1985.

7 K. Wark, *Thermodynamics*, 5a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1988.

PROBLEMAS*

Disponibilidad, irreversibilidad, trabajo reversible y la eficiencia de la segunda ley

7-1C ¿Cuál es la diferencia entre trabajo reversible y disponibilidad?

7-2C ¿En qué difiere el trabajo reversible del trabajo útil?

* Se recomienda a los estudiAntes contestar todas las preguntas de concepto "C"

7-3C ¿Bajo qué condiciones el trabajo reversible es igual a la disponibilidad?

7-4C ¿Bajo qué condiciones el trabajo reversible es igual a la irreversibilidad en un proceso?

7-5C ¿En qué condiciones el trabajo reversible es igual al trabajo real en un proceso?

7-6C ¿Qué estado final maximizará la salida de trabajo de un dispositivo?

7-7C ¿La disponibilidad de un sistema es diferente en distintos ambientes? Explique.

7-8C ¿El trabajo útil difiere del trabajo real? ¿En qué tipo de sistemas son idénticos?

7-9C ¿La energía indisponible y la irreversibilidad son básicamente la misma cosa? Si no, ¿cómo difieren?

7-10C Considere un proceso que no incluye irreversibilidades. ¿El trabajo útil real para ese proceso será igual al trabajo reversible?

7-11C Considere dos pozos geotérmicos cuyos contenidos de energía se estima que son iguales. ¿Las disponibilidades de estos pozos son necesariamente las mismas? Explique.

7-12C Considere dos sistemas que están a la misma presión que el ambiente. El primer sistema está a la misma temperatura que el ambiente, en tanto que el segundo sistema está a una temperatura más baja. ¿Cómo compararía las disponibilidades de estos dos sistemas?

7-13C Considere un ambiente de presión absoluta cero (como el espacio exterior). ¿Cómo se comparan el trabajo real y el trabajo útil en ese ambiente?

7-14C ¿Qué es la eficiencia de la segunda ley? ¿Cómo difiere de la eficiencia de la primera ley?

7-15C Una central eléctrica que tiene una eficiencia térmica más alta, necesariamente tiene una alta eficiencia de la segunda ley que una con una eficiencia térmica inferior? Explique.

7-16C ¿Un refrigerador que tiene un COP más alto tiene necesariamente una eficiencia de la segunda ley mayor que uno con un COP menor? Explique.

7-17C ¿Puede ser reversible un proceso para el cual el trabajo reversible es cero? Explique.

7-18C Considere una turbina de vapor que opera entre dos estados especificados. Cuando se mejore el diseño de la turbina, ¿aumentará el trabajo real? ¿Qué pasa con el trabajo reversible? Explique.

7-19C Considere un proceso durante el cual no se genera entropía ($S_{gen} = 0$). ¿La irreversibilidad para este proceso tiene que ser cero?

7-20 Las necesidades de energía eléctrica de una comunidad se van a satisfacer mediante aerogeneradores con rotores de 10 m de diámetro. Los aerogeneradores se colocarán donde el viento fluye permanente a una velocidad promedio de 12 m/s. Determine el número mínimo de aerogeneradores necesarios si la salida de potencia requerida es de 400 kW.

7-21 Un método para satisfacer la demanda de potencia eléctrica adicional en los tiempos pico es bombear un poco de agua desde un gran almacen de agua (tal como un lago) hasta un depósito de agua a una elevación mayor en tiempos de baja demanda y generar electricidad en tiempos de alta demanda dejando que esta agua corra hacia abajo y haga girar una turbina (esto es, convertir la energía eléctrica en energía potencial y después volver a convertirla en energía eléctrica). Para una capacidad de almacenamiento de energía de 5×10^6 kWh, determine la mínima cantidad de agua que necesita almacenarse a una elevación promedio (relativa al nivel del suelo) de 75 m. *Respuesta:* 2.45×10^{10} kg

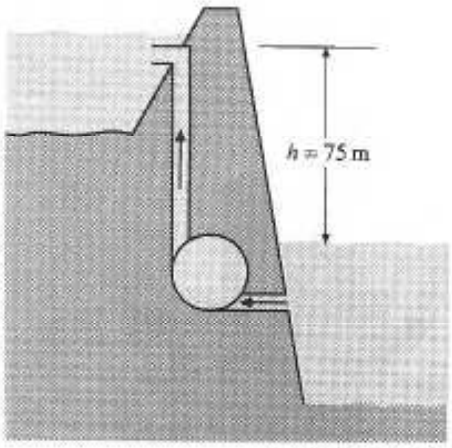


FIGURA P7-21

7-22 Considere un depósito de energía térmica a 1500 K que puede suministrar calor a una relación de 150 000 kJ/h. Determine la disponibilidad de esta energía suministrada con una temperatura ambiente de 25°C.

7-23 Una máquina térmica recibe calor de una fuente a 1500 K y a una relación de 700 kJ/s, y desecha el calor de desperdicio en un medio a 320 K. La salida de potencia medida de la máquina térmica es 320 kW, y la más baja temperatura de los alrededores que se da en forma natural es de 25°C. Determine *a*) la potencia reversible; *b*) la relación de irreversibilidad, y *c*) la eficiencia de la segunda ley de esta máquina térmica.
Respuestas: a) 550.7 kW; *b*) 230.7 kW, *c*) 58.1 por ciento

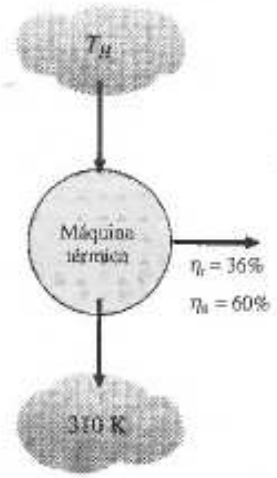


FIGURA P7-24

7-24 Una máquina térmica que desecha el calor de desperdicio en un sumidero a 310 K tiene una eficiencia térmica de 36 por ciento y una eficiencia de la segunda ley de 60 por ciento. Determine la temperatura de la fuente que suministra calor a esta máquina. *Respuesta:* 775 K

7-24E Una máquina térmica que desecha el calor de desperdicio en un sumidero a 530 R tiene una eficiencia térmica de 36 por ciento y una eficiencia de la segunda ley de 60 por ciento. Determine la temperatura de la fuente que suministra calor a esta máquina. *Respuesta:* 1325 R

7-25 ¿Qué cantidad de 100 kJ de energía térmica a 600 K puede convertirse en trabajo útil? Suponga que el ambiente estará a 27°C.

7-26 Una máquina térmica que recibe calor de un horno a 1 100°C y rechaza calor de desecho en un río a 20°C tiene una eficiencia térmica de 35 por ciento. Determine la eficiencia de la segunda ley de esta central eléctrica.

7-27 Una casa que pierde calor a una tasa de 80 000 kJ/h cuando la temperatura exterior disminuye a 15°C se va a calentar mediante calentadores de resistencia eléctrica. Si la casa se va a mantener a 22°C todo el tiempo, determine el trabajo reversible para este proceso y la irreversibilidad.
Respuestas: –0.53 kW, 21.69 kW

7-27E Una casa que pierde calor a una relación de 60 000 Btu/h cuando la temperatura exterior disminuye a 60°F se va a calentar mediante calentadores de resistencia eléctrica. Si la casa se va a mantener a 80°F todo el tiempo, determine el trabajo reversible para este proceso y la irreversibilidad.

7-28 Un congelador se mantiene a –6°C y extrae calor de él a una relación de 75 kJ/min. La entrada de potencia al congelador es de 500 W y el aire de los alrededores está a 24°C. Determine *a*) la potencia reversible, *b*) la irreversibilidad y *c*) la eficiencia de la segunda ley de este congelador.

7-28E Un congelador se mantiene a 20°F extrae calor de él a una relación de 75 Btu/min. La entrada de potencia al congelador es de 0.70 hp y el aire de los alrededores está a 75°F. Determine *a*) la potencia reversible; *b*) la irreversibilidad y *c*) la eficiencia de la segunda ley de este congelador.
Respuestas: a) 0.20 hp, b) 0.50 hp, *c*) 28.9 por ciento

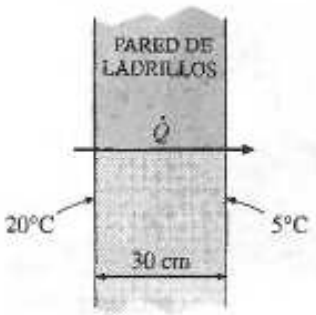


FIGURA P7-29

7-29 Las superficies interior y exterior de una pared de ladrillos de 5 m × 6 m, 30 cm de espesor y conductividad térmica de 0.69 W/(m · °C) se mantienen a temperaturas de 20°C y 5°C, respectivamente. Determine *a*) la relación de transferencia de calor a través de la pared y *b*) la relación de irreversibilidad asociada con este proceso, ambas en *W*. Considere $T_0 = 0°C$.

7-30 Una plancha de 1000 W se deja sobre la mesa de planchado con su base expuesta al aire a 20°C. El coeficiente de transferencia de calor por convección entre la superficie de la base y el aire de los alrededores es de 80 W/(m² · °C). Si la base tiene un área de 0.02 m², determine *a*) la temperatura de la base de la plancha y *b*) la relación de irreversibilidad para este proceso como consecuencia de la transferencia de calor, en W, durante la operación estable. Considere $T_0 = 20°C$.

7-31 Un método de calentamiento solar pasivo contiene en apilar galones de agua líquida dentro de los edificios y exponerlos al sol. La energía solar almacenada en el agua durante el día se libera en la noche en el aire de las habitaciones y brinda cierta calefacción. Considere una casa que se mantiene a 22°C y cuya calefacción es asistida por un sistema de almacenamiento de agua de 500 L. Si el agua se calienta hasta 45°C durante el día, determine la cantidad de calentamiento que esta agua brindará a la casa en la noche. Suponga una temperatura exterior de 5°C y determine la irreversibilidad asociada a este proceso. Respuestas: 48 070 kJ, 1 768 kJ

Análisis de la segunda ley en sistemas cerrados

7-32C ¿Un proceso durante el cual no se genera entropía ($S_{gen} = 0$) es necesariamente reversible?

7-33C ¿Un sistema puede tener una eficiencia de la segunda ley más alta que la eficiencia de la primera ley durante un proceso? Proporcione ejemplos.



FIGURA P7-34

7-34 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 2 L de aire a 100 kPa y 25°C. Luego el aire comprime hasta un estado final de 600 kPa y 150°C. La entrada de trabajo útil es 1.2 kJ. Suponga que los alrededores están a 100 kPa y 25°C y determine *a*) la disponibilidad del aire en los estados inicial y

final; *b*) el trabajo mínimo que debe suministrarse para llevar a cabo este proceso de compresión, y *c*) la eficiencia de la segunda ley de este proceso.
Respuestas: a) 0, 0.171 kJ; *b*) 0.171 kJ; *c*) 14.3 por ciento

7-35 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 3 kg de refrigerante 12 a 0.8 MPa y 50°C. Después el refrigerante se enfría a una presión constante hasta que se convierte en un líquido a 30°C. Si los alrededores están a 100 kPa y 30°C, determine *a*) la disponibilidad del refrigerante en los estados inicial y final y *b*) la irreversibilidad en este proceso.

7-35E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 3 lbm de refrigerante 12 a 120 psia y 120°F. El refrigerante se enfría después a una presión constante hasta que se convierte en un líquido a 90°F. Si los alrededores están a 15 psia y 80°F, determine *a*) la disponibilidad del refrigerante en los estados inicial y final, y *b*) la irreversibilidad en este proceso.

7-36 El radiador de un sistema de calefacción de vapor tiene un volumen de 20 L y se llena con vapor de agua sobrecalentado a 200 kPa y 200°C. En este momento tanto las válvulas de entrada como de salida del radiador están cerradas. Después de un tiempo se observa que la temperatura del vapor disminuye a 80°C como resultado de la transferencia de calor al aire del cuarto, que está a 21°C. Suponga que los alrededores estarán a 0°C, y determine *a*) la cantidad de transferencia de calor al cuarto, y *b*) la máxima cantidad de calor que puede suministrarse al cuarto si el calor del radiador se suministra a una máquina térmica que acciona a una bomba de calor. Suponga que la máquina térmica opera entre el radiador y los alrededores.
Respuestas: a) 30.3 kJ, b) 114.8 kJ



FIGURA P7-36

7-37 Un tanque rígido bien aislado contiene 2 kg de mezcla de agua saturada líquido-vapor a 100 kPa. Al Inicio, tres cuartos de la masa están en la fase líquida. Se enciende un calentador de resistencia eléctrica situado en el tanque y se mantiene hasta que el líquido en el tanque se evapora. Suponga que los alrededores se encontrarán a 25°C y 100 kPa, y determine *a*) la irreversibilidad y *b*) la eficiencia de la segunda ley para este proceso.

7-37E Un tanque rígido bien aislado contiene 4 lbm de mezcla de agua saturada líquido-vapor a 15 psia. Al principio, tres cuartos de la masa están en la fase líquida. Se enciende un calentador de resistencia eléctrica situado en el tanque y se mantiene hasta que el líquido en el tanque se evapora. Suponga que los alrededores se encontrarán a 75°F y 14.7 psia, y determine *a*) la irreversibilidad y *b*) la eficiencia de la segunda ley para este proceso.

7-38 Un tanque rígido se divide en dos partes iguales mediante una separación. Una parte del tanque contiene 1.5 kg de agua líquida comprimida a 300 kPa y 60°C y el otro lado está vacío. Se retira la separación y el agua se expande hasta llenar todo el tanque. Si la presión final en el tanque es 15 kPa, determine la irreversibilidad en este proceso. Suponga que los alrededores estarán a 25°C y 100 kPa. *Respuesta:* 3.66 kJ

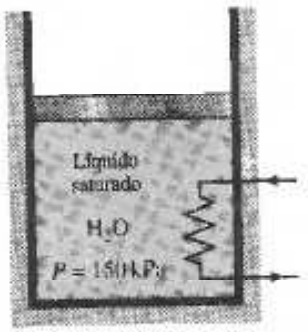


FIGURA P7-39

7-39 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 2 L de agua líquida saturada a una presión constante de 150 kPa. Un calentador de resistencia eléctrica den-

tro del cilindro se enciende y realiza trabajo eléctrico sobre el agua en la cantidad de 2200 kJ. Suponga que los alrededores estarán a 25°C y 100 kPa, y determine *a*) el trabajo mínimo con el cual este proceso podría llevarse a cabo, y *b*) la irreversibilidad en este proceso.
Respuestas: a) 437.8 kJ, b) 1704.5 kJ

7-39E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.05 pie³ de agua líquida saturada a una presión constante de 20 psia. Un calentador de resistencia eléctrica dentro del cilindro enciende y realiza trabajo eléctrico sobre el agua en la cantidad de 2200 Btu. Suponga que los alrededores estarán a 77°F y 14 psia, determine *a*) el trabajo mínimo con el cual este proceso podría llevarse a cabo y *b*) la irreversibilidad en este proceso.

7-40 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 0.05 m³ de vapor saturado de refrigerante 12 a una presión de 0.8 MPa. Después se deja que el refrigerante se expanda de manera reversible hasta que la presión disminuye a 0.4 MPa. Determine el cambio en la disponibilidad del refrigerante durante este proceso y el trabajo reversible. Suponga que los alrededores están a 25°C y 100 kPa.

7-41 Se comprime gas oxígeno en un dispositivo de cilindro-émbolo desde un estado inicial de 0.8 m³/kg y 25°C hasta un estado final de 0.1 m³/kg y 287°C. Determine el trabajo reversible y el aumento en la disponibilidad del oxígeno durante este proceso. Suponga que los alrededores están a 25°C y 100 kPa.

7-41E Se comprime gas oxígeno en un dispositivo de cilindro-émbolo de un estado inicial de 12 pie³/lbm y 75°F a un estado final de 1.5 pie³/lbm y 525°F. Determine el trabajo reversible y el aumento en la disponibilidad del oxígeno durante este proceso. Suponga que los alrededores están a 14.7 psia y 75°F.
Respuestas: –60.7 Btu/lbm, 60.7 Btu/lbm

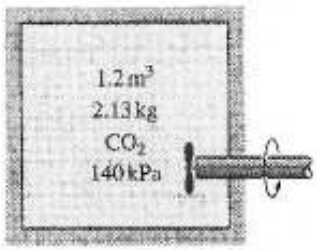


FIGURA P7-42

7-42 Un tanque rígido aislado de 1.2 m³ contiene 2.13 kg de bióxido de carbono a 100 kPa. Después una hélice realiza trabajo en el sistema hasta que la presión en el tanque aumenta a 120 kPa. Determine *a*) el trabajo real efectuado por la hélice durante este proceso, y *b*) el trabajo mínimo de la hélice con el cual este proceso (entre los mismos estados extremos) podría llevarse a cabo. Suponga que los alrededores estarán a 25°C y 100 kPa.
Respuestas: a) –87.0 kJ, *b*) –7.66 kJ

7-43 Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 30 L de aire a 120 kPa y 27°C. Después se calienta el aire por 5 min mediante un calentador de resistencia de 50 W situado dentro del cilindro. La presión del aire se mantiene constante durante este proceso y los alrededores están a 27°C y 100 kPa. Determine la irreversibilidad en este proceso. *Respuesta:* 9.9 kJ

7-43E Un dispositivo de cilindro-émbolo aislado contiene 0.7 pie³ de aire a 15 psia y 80°F. Después se calienta el aire por 5 min mediante un calentador de resistencia de 50 W situado dentro del cilindro. La presión del aire se mantiene constante durante este proceso y los alrededores están a 80°F y 14.7 psia. Determine la irreversibilidad en este proceso.

7-44 Una masa de 5 kg de helio se somete a un proceso desde un estado inicial de 3 m^3/kg y 15°C hasta un estado final de 0.5 m^3 y 80°C. Suponga que los alrededores están a 25°C, y determine el aumento en el potencial de trabajo útil del helio durante este proceso.

7-45 Un tanque rígido aislado se divide en dos partes iguales por medio de una separación. Al principio, una parte contiene 5 kg de gas argón a 300 kPa y 70°C y el otro lado está vacío. Después se quita la separación y el gas llena todo el tanque. Suponga que los alrededores están a 25°C, y determine la irreversibilidad asociada con este proceso. *Respuesta:* 215 kJ

7-46 Un bloque de cobre de 50 kg con una temperatura inicial de 80°C se deja en un tanque aislado que contiene 120 L de agua a 25°C. Determine *a*) la temperatura de equilibrio final y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso. Suponga que los alrededores están a 25°C.
Respuestas: a) 27.0°C, *b*) 12.5 kJ

7-46E Un bloque de cobre de 70 lbm con temperatura inicial de 200°F se deja en un tanque aislado que contiene 1 pie^3 de agua a 75°F. Determine *a*) la temperatura de equilibrio final, y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso. Suponga que los alrededores están a 75°F.

7-47 Un bloque de aluminio de 20 kg con temperatura inicialmente de 200°C se pone en contacto con un bloque de hierro de 20 kg a 100°C en un recinto aislado. Suponga que los alrededores están a 25°C, determine a) la temperatura de equilibrio final, y *b*) el trabajo reversible en este proceso.

7-48 Un bloque de hierro de masa desconocida a 85°C se introduce en un tanque aislado que contiene 100 L de agua a 20°C. Al mismo tiempo, una hélice accionada mediante un motor de 200 W se arranca para agitar el agua. Se observa que la temperatura de equilibrio se establece después de 20 min con una temperatura final de 24°C. Suponga que los alrededores están a 20°C, determine *a*) la masa del bloque de hierro y *b*) la irreversibilidad asociada con este proceso. *Respuestas: a*) 52.23 kg, *b*) 376 kJ

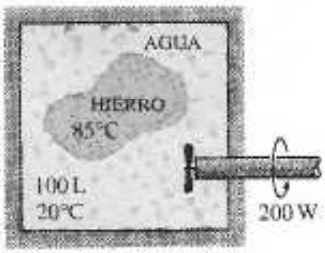


FIGURA P7-48

7-49 Un bloque de hierro de 50 kg y un bloque de cobre de 20 kg, ambos con temperatura inicial de 80°C, se sumergen en un gran lago a 15°C. El equilibrio térmico se establece después de un rato como consecuencia de la transferencia de calor entre los bloques y el agua del lago. Suponga que los alrededores se encuentran a 20°C, determine la cantidad de trabajo que podría haberse producido si el proceso completo se hubiera ejecutado de manera reversible.

7-49E Un bloque de hierro de 60 lbm y un bloque de cobre de 40 lbm, ambos con temperatura inicial de 180°F, se sumergen en un gran lago a 70°F. El equilibrio térmico se establece después de un rato debido a de la transferencia de calor entre los bloques y el agua del lago. Suponga que los alrededores se encuentran a 70°F y determine la cantidad de trabajo que podría haberse producido si el proceso completo se hubiera ejecutado de manera reversible.
Respuesta: 101.8 Btu

7-50 Un tanque rígido de 0.25 m^3 contiene refrigerante 12 inicialmente a 12 kPa y una calidad de 40 por ciento. Después se transfiere calor al refrigerante a

partir de una fuente a 35°C hasta que la presión asciende a 400 kPa. Suponga que los alrededores están a 25°C, determine *a*) la cantidad de calor transferido entre la fuente y el refrigerante, y *b*) el trabajo reversible en este proceso. *Respuestas: a*) 473.8 kJ, *b*) 62.0 kJ

7-50E Un tanque rígido de 8 pie³ contiene refrigerante 12 inicialmente a 30 psia y una calidad de 40 por ciento. Deapués se transfiere calor al refrigerante a partir de una fuente a 120°F hasta que la presión asciende a 60 psia. Si los alrededores están a 75°F, determine *a*) la cantidad de calor transferido entre la fuente y el refrigerante, y *b*) el trabajo reversible en este proceso.

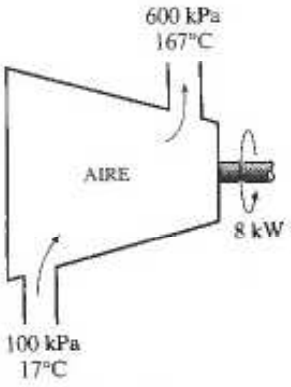


FIGURA P7-52

7-51 Vapor de 10 MPa y 450°C se estrangula a 8 MPa. Determine el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso de estrangulamiento. Suponga que los alrededores están a 25°C. *Respuesta:* 27.3 kJ/kg

7-52 Se comprime permanente aire de 100 kPa y 17°C a 600 kPa y 167°C por medio de un compresor de 8 kW a una relación de 2.1 kg/min. Ignore los cambios en las energías cinética y potencial, y determine *a*) el aumento en la disponibilidad del aire, y *b*) la relación de irreversibilidad en este proceso. Suponga que los alrededores están a 17°C.

7-53 Refrigerante 12 a 1 MPa y 100°C se estrangula hasta una presión de 0.8 MPa. Determine el trabajo reversible y la irreversibilidad en este proceso de estrangulamiento. Considere que la temperatura de los alrededores es de 25°C.

7-54 Entra aire permanente a 300 kPa y 87°C en una tobera con una velocidad de 50 m/s y sale a 95 kPa y 300 m/s. Se estima que las pérdidas de calor de la tobera al medio circundante a 17°C que serán de 4 kJ/kg. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la irreversibilidad en este proceso.
Respuestas: a) 39.5°C, *b*) 58.4 kJ/kg

7-54E Entra aire permanente a 50 psia y 180°F en una tobera con una velocidad de 150 pie/s y sale a 15 psia y 880 pie/s. Las pérdidas de calor de la tobera al medio circundante a 70°F se estima que serán de 2 Btu/lbm. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la irreversibilidad en este proceso.

7-55 En un difusor entra vapor a 10 kPa y 50°C con una velocidad de 300 m/s y sale como vapor saturado a 50°C y 50 m/s. El área de salida del difusor es de 2 m². Determine *a*) la relación de flujo de masa del vapor, y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso. Considere que la temperatura de los alrededores será de 25°C.

7-56 Mediante un compresor se comprime aire permanente desde 100 kPa y 17°C hasta 700 kPa y 287°C a una relación de 6 kg/min. Suponga que los alrededores están a 17°C, y determine la mínima entrada de potencia al compresor. Suponga al aire como un gas ideal con calores específicos ideales e ignore los cambios en las energías cinética y potencial. *Respuesta:* 24.3 kW

7-56E Mediante un compresor se comprime aire permanente de 14.7 psia y 60°F hasta 100 psia y 480°F a una relación de 15 lbm/min. Suponga que los alrededores están a 60°F, determine la mínima entrada de potencia al compre-

sor. Suponga al aire como un gas ideal con calores específicos ideales e ignore los cambios en las energías cinética y potencial.

7-57 En una turbina adiabática entra vapor a 6 MPa, 600°C y 80 m/s y sale a 50 kPa, 100°C y 140 m/s. Si la salida de potencia de la turbina es de 5 MW, determine *a*) la potencia reversible, y *b*) la eficiencia de la segunda ley de la turbina. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 25°C.
Respuestas: a) 5.81 MW, *b*) 86.1 por ciento

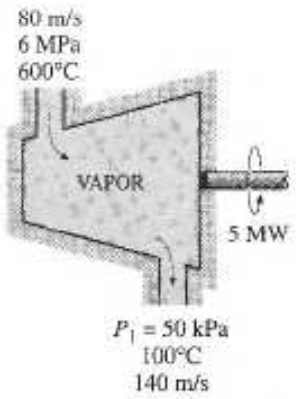


FIGURA P7-57

7-57E En una turbina adiabática entra vapor a 1000 psia, 900 F y 250 pie/s y sale a 5 psia, 200 F y 400 pie/s. Si la salida de potencia de la turbina es 5 MW, determine *a*) la potencia reversible, y *b*) la eficiencia de la segunda ley de la turbina. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 75 F.

7-58 Vapor A 9 MPa y 500°C se estrangula hasta una presión de 7 MPa. Determine la disminución en la disponibilidad del vapor durante este proceso. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 25°C.
Respuesta: 32.0 kJ/kg

7-58E Vapor de 1000 psia y 900°F se estrangula hasta una presión de 800 psia. Determine la disminución en la disponibilidad del vapor durante este proceso. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 75°F.
Respuesta: 12.3 Btu/lbm

7-59 A una turbina de gas entran gases de combustión a 900°C, 800 kPa y 100 m/s y salen a 650°C, 400 kPa y 220 m/s. Si considera que C_p = 1.15 kJ/(kg · °C) y k = 1.3 para los gases de combustión, determine *a*) la disponibilidad de los gases de combustión en la entrada de la turbina, y *b*) la salida de trabajo de la turbina en condiciones reversibles. Suponga que los alrededores están a 25°C y 100 kPa.

7-60 En un compresor entra refrigerante 12 como vapor saturado a 120 kPa a una relación de 0.8 m^3/min y sale a una presión de 1 MPa. Si la eficiencia adiabática del compresor es de 80 por ciento, determine *a*) la entrada de potencia real y *b*) la eficiencia de la segunda ley del compresor. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 25°C.
Respuestas: a) 4.66 kW, *b*) 82.3 por ciento

7-60E En un compresor entra refrigerante 12 como vapor saturado a 20 psia a una relación de 20 pie^3/min y sale a una presión de 100 psia. Si la eficiencia adiabática del compresor es de 80 por ciento, determine *a*) la entrada de potencia real, y *b*) la eficiencia de la segunda ley del compresor. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 75°F.
Respuestas: a) 3.77 hp, *b*) 81.2 por ciento

7-61 Por medio de un compresor adiabático de 0.5 kW se comprime refrigerante 12 a 140 kPa y –20°C hasta un estado de salida de 700 kPa y 60°C. Ignore los cambios en las energías cinética y potencial y suponga que la temperatura de los alrededores es de 25°C; así determine *a*) la eficiencia adiabática, y *b*) la eficiencia de la segunda ley del compresor.

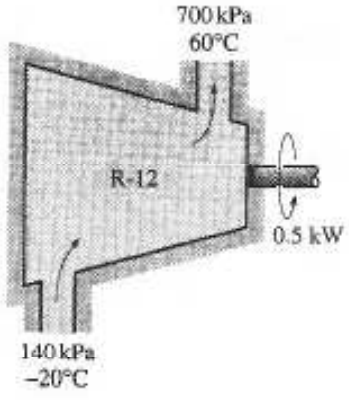


FIGURA P7-61

7-62 Mediante un compresor se comprime aire desde 95 kPa y 27°C hasta 600 kPa y 277°C a una relación de 0.06 kg/s. Ignore los cambios en las energías cinética y potencial y suponga que la temperatura de los alrededores es de 25°C; determine la potencia reversible en este proceso. Respuesta: –13.7 kW

7-62E Mediante un compresor se comprime aire desde 14.5 psia y 80°F hasta 80 psia y 540°F a una relación de 0.04 lbm/s. Ignore los cambios en las energías cinética y potencial y suponga que la temperatura de los alrededores es de 77°F; determine la potencia reversible en este proceso.

7-63 A un compresor adiabático entra gas argón a 120 kPa y 30°C con una velocidad de 20 m/s y sale a 1.2 MPa, 530°C y 80 m/s. El área de entrada del compresor es de 130 cm^2. Si la temperatura de los alrededores es de 25°C, determine la potencia reversible y la irreversibilidad en este proceso, en kW.
Respuesta: –116 kW, 3.80 kW

7-64 En una turbina se expande vapor permanente a una relación de 15 000 kg/h, entra a 8 MPa y 450°C y sale a 50 kPa como vapor saturado. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 25°C y la presión de 100 kPa, y determie *a*) el potencial de potencia del vapor en las condiciones de entrada, y *b*) la salida de potencia de la turbina si no hubiera irreversibilidades.
Respuestas: a) 5513 kW, *b*) 3899 kW

7-65 En un compresor entra aire a condiciones ambientales de 96 kPa y 17°C con una velocidad baja y sale a 1 MPa, 327°C y 120 m/s. Después el compresor es enfriado por el aire del ambiente a 17°C a una relación de 1500 kJ/min. La entrada de potencia al compresor es de 300 kW. Determine *a*) la relación de flujo de masa del aire y *b*) la parte de la entrada de potencia que se usa sólo para superar las irreversibilidades.

7-65E En un compresor entra aire a condiciones ambientales de 15 psia y 60°F con una velocidad baja y sale a 150 psia, 620°F y 350 pie/s. Después el compresor es enfriado por el aire del ambiente a 60°F a una relación de 1500 Btu/min. La entrada de potencia al compresor es de 400 hp. Determine *a*) la relación de flujo de masa del aire y *b*) la parte de la entrada de potencia que se usa sólo para superar las irreversibilidades.

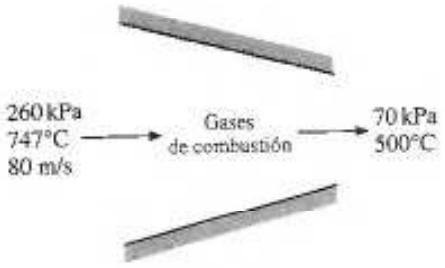


FIGURA P7-66

7-66 En la tobera de una máquina de turbochorro entran gases de combustión calientes a 260 kPa, 747°C y 80 m/s, y salen a 70 kPa y 500°C. Suponga que la tobera es adiabática y una temperatura de los alrededores de 17°C. Determine *a*) la velocidad de salida y *b*) la disminución de la disponibilidad de los gases. Tome k = 1.3 y C_p = 1.15 kJ/(kg · °C) para los gases de combustión.

7-66E En la tobera de una máquina de turbochorro entran gases de combustión calientes a 34 psia, 1600°F y 250 pies/s y salen a 12 psia y 1 200°F. Suponga que la tobera es adiabática y una temperatura de los alrededores de 65°F. Determine *a*) la velocidad de salida, y *b*) la disminución de la disponibilidad de los gases. Tome k = 1.3 y C_p = 0.275 Btu/(lbm · °F) para los gases de combustión.

7-67 En la tobera de una turbina el vapor suele acelerarse antes de incidir sobre los álabes de la misma. En una tobera adiabática entra vapor a 7 MPa y 500°C con una velocidad de 70 m/s y sale a 5 MPa y 450°C. Suponga que la

temperatura de los alrededores es de 25°C, determie *a*) la velocidad de salida del vapor, *b*) la eficiencia adiabática, y *c*) la irreversibilidad asociada con la tobera.

7-68 En un compresor entra dióxido de carbono a 100 kPa y 300 K a una relación de 0.2 kg/s, y sale a 600 kPa y 450 K. Determine la entrada de potencia al compresor si el proceso no incluye irreversibilidades. Considere que la temperatura de los alrededores es de 25°C. *Respuesta:* –25.5 kW

7-69 En una cámara de mezcla adiabática entra una corriente de agua caliente a 70°C con una relación de flujo de masa de 1.8 kg/s, donde se mezcla con una corriente de agua fría a 20°C. Si la mezcla sale de la cámara a 55°C, determine *a*) la relación de flujo de masa del agua fría y *b*) la irreversibilidad en este proceso de mezcla adiabática. Suponga que todas las corrientes están a una presión de 300 kPa y los alrededores a 25°C.
Respuestas: a) 0.771 kg/s, *b*) 7.98 kW

7-69E En una cámara de mezcla adiabática ingresa una corriente de agua caliente a 160°F con una relación de flujo de masa de 4 lbm/s, donde se mezcla con una corriente de agua fría, a 70°F. Si la mezcla sale de la cámara a 110°F, determine *a*) la relación de flujo de masa del agua fría, y *b*) la irreversibilidad en este proceso de mezcla adiabática. Suponga que todas las corrientes están a una presión de 50 psia y los alrededores a 75°F.
Respuestas: a) 5.0 lbm/s, *b*) 14.6 Btu/s

7-70 Agua líquida a 200 kPa y 20°C se calienta en una cámara mezclándola con vapor sobrecalentado a 200 kPa y 300°C. El agua líquida entra a la cámara de mezcla a una relación de 2.5 kg/s, y se estima que la cámara desechará calor en el aire de los alrededores a 25°C a una relación de 600 kJ/min. Si la mezcla abandona la cámara de mezclado a 200 kPa y 600°C. Determine *a*) la relación de flujo de masa del vapor sobrecalentado y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso de mezcla.



FIGURA P7-70

7-71 En la sección del evaporador de un acondicionador de aire tipo ventana entra aire a 100 kPa y 27°C con una relación de flujo de volumen de 6 m³/min. El refrigerante 12 a 120 kPa con una calidad de 0.3 entra al evaporador a una relación de 2 kg/min y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine la temperatura de salida del aire y la irreversibilidad en este proceso, suponga *a*) que el calor se transfiere al evaporador del acondicionador de aire desde el medio circundante a 32°C y a una relación de 30 kJ/min y *b*) que las superficies exteriores del acondicionador de aire están aisladas.

7-72 Un tanque rígido de 0.1 m³ contiene al inicio refrigerante 12 a 1 MPa y 100 por ciento de calidad. El tanque se conecta mediante una válvula a una línea de alimentación que conduce refrigerante 12 a 1.4 MPa y 30°C. Después se abre la válvula para permitir que el refrigerante entre en el tanque, se cierra cuando el tanque contiene sólo líquido saturado a 1.2 MPa. El refrigerante intercambia calor con sus alrededores a 50°C y 100 kPa durante este proceso. Determine *a*) la masa del refrigerante que entró en el tanque, y *b*) la irreversibilidad en este proceso.

7-72E Un tanque rígido de 3 pie³ contiene inicialmente refrigerante 12 a 120 psia y 100 por ciento de calidad. El tanque se conecta mediante una válvula a una línea de alimentación que conduce refrigerante 12 a 160 psia y 80°F. Después se abre la válvula, el refrigerante entra al tanque y se cierra la válvula cuando el tanque contiene sólo líquido saturado a 140 psia. El refrigerante intercambia calor con sus alrededores a 120°F y 14.7 psia durante este proceso. Determine *a*) la masa del refrigerante que entró en el tanque, y *b*) la irreversibilidad en este proceso.

7-73 Un tanque rígido de 0.4 m³ se llena con agua líquida saturada a 200°C. Después, se abre una válvula en el fondo del tanque y se extrae la mitad de la masa total del tanque en forma líquida. Se transfiere calor al agua desde una fuente a 250°C, de manera que la temperatura en el tanque permanezca constante. Determine *a*) la cantidad de transferencia de calor y *b*) el trabajo reversible y la irreversibilidad en este proceso. Suponga que los alrededores se encuentran a 25°C y 100 kPa. *Respuestas:* a) 3077 kJ; b) 183.6 kJ, 183.6 kJ

7-74 Un tanque rígido aislado de 5 m³ contiene aire a 500 kPa y 52°C. Se conecta una válvula al tanque para que escape el aire hasta que la presión interior disminuye a 200 kPa. La temperatura del aire durante este proceso se mantiene constante por medio de un calentador de resistencia eléctrica situado en el tanque. Determine *a*) el trabajo eléctrico realizado durante este proceso y *b*) la irreversibilidad. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 22°C.

7-74E Un tanque rígido aislado de 150 pie³ contiene aire a 75 psia y 140°F. Luego se conecta una válvula al tanque para que escape el aire hasta que la presión interior disminuya a 30 psia. La temperatura del aire durante este proceso se mantiene constante por medio de un calentador de resistencia eléctrica situado en el tanque. Determine *a*) el trabajo eléctrico realizado durante este proceso, y *b*) la irreversibilidad. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 70°F. *Respuestas: a*) –1249 Btu, *b*) 1068 Btu

7-75 Un tanque rígido de 0.1 m³ contiene refrigerante 12 saturado a 800 kPa. Al inicio, 20 por ciento del volumen es ocupado por líquido y el resto por vapor. Después una válvula en el fondo del tanque se abre y se extrae líquido. Se transfiere calor al refrigerante desde una fuente a 50°C de modo que la presión interior del tanque permanezca constante. La válvula se cierra cuando ya no queda nada de líquido en el tanque y el vapor empieza a salir. Suponga que los alrededores están a 25°C; determine *a*) la masa final en el tanque y *b*) el trabajo reversible en este proceso. *Respuestas: a*) 4.57 kg, *b*) 6.24 kJ

7-75E Un tanque rígido de 4 pie³ contiene refrigerante 12 saturado a 100 psia. Al inicio, 20 por ciento del volumen es ocupado por líquido y el resto por vapor. Una válvula en el fondo del tanque se abre para extraer líquido. Se transfiere calor al refrigerante desde una fuente a 150°F de modo que la presión interior del tanque permanezca constante. La válvula se cierra cuando ya no queda nada de líquido en el tanque y el vapor empieza a salir. Suponga que los alrededores están a 75 F y 14.7 psia, determine *a*) la masa final en el tanque, y *b*) el trabajo reversible en este proceso.

7-76 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical contiene inicialmente 0.1 m^3 de helio a 20°C. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión constante de 300 kPa en el interior. Después se abre una válvula y se deja que el helio escape hasta que el volumen dentro del cilindro se reduce a la mitad. La transferencia de calor sucede entre el helio y sus alrededores a 25°C y 100 kPa de manera que la temperatura del helio en el cilindro permanece constante. Determine *a*) el potencial de trabajo máximo del helio en el estado inicial y *b*) la irreversibilidad en este proceso.

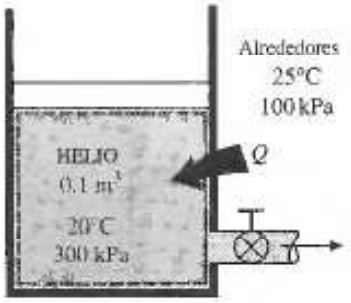


FIGURA P7-76

7-76E Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical contiene inicialmente 3 $pies^3$ de helio a 70°F. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión constante de 50 psia en el interior. Después se abre una válvula y se deja que el helio escape hasta que el volumen dentro del cilindro se reduce a la mitad. La transferencia de calor sucede entre el helio y sus alrededores a 80°F y 14.7 psia de manera que la temperatura del helio en el cilindro permanece constante. Determine *a*) el potencial de trabajo máximo del helio en el estado inicial, y *b*) la irreversibilidad en este proceso.

7-77 Un tanque rígido de 0.2 m^3 contiene inicialmente vapor saturado de refrigerante 12 a 1 MPa. El tanque se conecta mediante una válvula a una línea de alimentación que conduce refrigerante 12 a 1.4 MPa y 60°C. Después se abre la válvula y se deja que el refrigerante entre al tanque. La válvula se cierra cuando la mitad del volumen del tanque se llena con líquido y el resto con vapor a 1.2 MPa. El refrigerante intercambia calor durante este proceso con los alrededores a 25°C. Determine *a*) la cantidad de calor transferido, y *b*) la irreversibilidad asociada con este proceso.

7-78 Un dispositivo de cilindro-émbolo vertical aislado contiene al inicio 15 kg de agua, de los cuales 12 kg están en la fase de vapor. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión constante de 300 kPa en el interior del cilindro. Después se deja entrar en el cilindro vapor a 1 MPa y 400°C de una línea de alimentación hasta que se evapora todo el líquido en el cilindro. Suponga condiciones de 25°C y 100 kPa de los alrededores,y determine *a*) la cantidad de vapor que ha entrado, y *b*) la irreversibilidad en este proceso.
Respuestas: a) 12.05 kg, *b*) 3057 kJ

Problemas de repaso

7-79 Las superficies interior y exterior de una ventana de vidrio de 2 m × 2 m con 0.5 cm de espesor se encuentran a 10°C y 3°C, respectivamente. Si la conductividad térmica del vidrio es 0.78 W/(m · °C), determine la cantidad de calor perdido, en kJ, a través del vidrio durante un periodo de 5 h. Determine también la irreversibilidad asociada con este proceso. Considere $T_0 = -5$°C.

7-80 Una cacerola de aluminio [$k_t = 237$ W/(m · K)] tiene un fondo plano cuyo diámetro es de 20 cm y un espesor de 0.4 cm. Se transfiere calor permanente al agua hirviente en la cacerola a través de su fondo a una relación de 500 W. Si la superficie interior del fondo de la cacerola está a 105°C, determine *a*) la tempe-

ratura de la superficie exterior del fondo de la cacerola y *b*) la relación de irreversibilidad en este proceso, en W. Considere $T_0 = 25°C$.

7-81 El lago de un cráter tiene en su base un área de 20 000 m² y la profundidad del agua que contiene es de 12 m. El suelo que rodea al cráter es casi plano y está a 104 m debajo de la base del lago. Determine la cantidad máxima de trabajo eléctrico, en kWh, que puede generarse si esta agua alimenta a una central hidroeléctrica. *Respuesta:* 95 600 kWh

7-81E El lago de un cráter tiene una área en su base de 80 000 pie² y la profundidad del agua que contiene es de 35 pie. El suelo que rodea al cráter es casi plano y está a 400 pie debajo de la base del lago. Determine la cantidad máxima de trabajo eléctrico, en kWh, que puede generarse si esta agua alimenta a una central hidroeléctrica. *Respuesta:* 27 318 kWh

7-82 Un refrigerador tiene una eficiencia de la segunda ley de 60 por ciento, y se extrae calor del espacio refrigerado a una relación de 250 kJ/min. Si el espacio se mantiene a 3°C mientras la temperatura del aire de los alrededores es de 27°C, determine la entrada de potencia al refrigerador.
Respuesta: 0.60 kW

7-82E Un refrigerador tiene una eficiencia de la segunda ley de 45 por ciento. y se extrae calor del espacio refrigerado a una relación de 200 Btu/min. Si el espacio se mantiene a 35°F en todo que la temperatura del aire de los alrededores es de 75°F, determine la entrada de potencia al refrigerador.

7-83 Mediante las relaciones de la primera y la segunda leyes y su simplificación, obtenga la relación del trabajo reversible para un sistema cerrado que intercambia calor con el medio circundante a T_0 en la cantidad de Q_0, así como con un depósito térmico a T_R en la cantidad de Q_R. (*Sugerencia:* elimine Q_0 entre las dos ecuaciones).

7-84 Escriba y simplifique las relaciones de la primera y la segunda leyes, y obtenga la relación del trabajo reversible para un sistema de flujo permanente que intercambia calor con el medio circundante a T_0 y a una relación de $\dot{Q}_0$, así como con un depósito térmico a T_R a una relación de Q_R. (*Sugerencia:* elimine Q_0 entre las dos ecuaciones).

7-85 Escriba y simplifique las relaciones de la primera y la segunda leyes, y simplifique, y obtenga la relación del trabajo reversible para un sistema de flujo uniforme que intercambia calor con el medio circundante a T_0 en la cantidad de Q_0, así como con un depósito térmico a T_R en la cantidad de Q_R. (*Sugerencia:* elimine Q_0 entre las dos ecuaciones).



FIGURA P7-86

7-86 Un calentador de resistencia eléctrica de 800 W y 50 cm de largo y 0.5 cm de diametro se sumerge en 40 kg de agua inicialmente a 20°C. Si el recipiente del agua está bien aislado, determine cuánto le llevará a este caleentador elevar la temperatura del agua a 80°C. Determine también el trabajo reversible y la irreversibilidad en este proceso, en kJ. Considere $T_0 = 20°C$.

7-87 Una tubería de agua caliente a 80°C de 10 m y 5 cm de diámetro externo libera calor al aire circundante a 5°C por convección natural con un coeficiente de transferencia de calor 25 W/(m² · °C). Determine la relación de pérdida de calor de la tubería por convección natural y la relación a la cual el potencial de trabajo se desperdicia durante este proceso como un resultado de su pérdida térmica.

7-88 Dos tanques rígidos se conectan por medio de una válvula. El tanque *A* está aislado y contiene 0.2 m³ de vapor a 400 kPa y 80 por ciento de calidad. El tanque *B* no está aislado y contiene 3 kg de vapor a 200 kPa y 250°C. Ahora se abre la válvula y el vapor fluye del tanque *A* al tanque *B* hasta que la presión en el tanque *A* disminuye a 300 kPa. Durante este proceso se transfieren 600 kJ de calor del tanque *B* a los alrededores a 0°C. Suponga que el vapor que permanece dentro del tanque *A* se somete a un proceso adiabático reversible, determine *a*) la temperatura final en cada tanque, y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso.

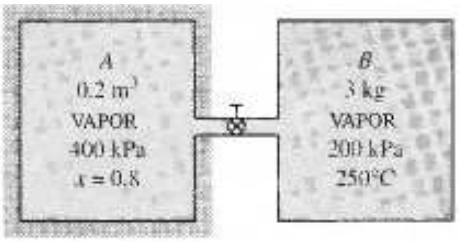


FIGURA P7-88

7-89 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.5 m³ de gas helio a 150 kPa y 20°C. Luego el helio se comprime en un proceso politrópico (PV^n = constante) hasta 400 kPa y 140°C. Suponga que los alrededores están a 20°C y 100 kPa, y determine *a*) el trabajo útil real consumido, y *b*) el trabajo útil mínimo que podría consumirse durante este proceso.
Respuestas: a) –33.4 kJ, *b*) -31.6 kJ

7-89E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene al inicio 15 pie³ de gas helio a 25 psia y 70°F. Después el helio se comprime en un proceso politrópico (PV^n = constante) hasta 70 psia y 300°F. Suponga que los alrededores están a 70 F y 14.7 psia, determine *a*) el trabajo útil real consumido, y *b*) el trabajo útil mínimo que podría consumirse durante este proceso. *Respuestas: a*) –36 Btu, *b*) –34.3 Btu

7-90 Un cuarto bien aislado de 4 m × 4 m × 5 m con temperatura inicial de 10°C se calienta mediante el radiador de un sistema de calefacción de vapor. El radiador tiene un volumen de 15 L y se llena con vapor sobrecalentado a 200 kPa y 200°C. En este momento tanto las válvulas de entrada como de salida del radiador están cerradas. Se emplea un ventilador de 120 W para distribuir el aire en el cuarto. Se observa que la presión del vapor disminuye a 100 kPa después de 30 min como resultado de la transferencia de calor al cuarto. Suponga calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura promedio del aire en 30 min; *b*) el cambio de entropía del vapor; *c*) el cambio de entropía del aire en el cuarto y *d*) la irreversibilidad en este proceso, en kJ. Suponga que la presión del aire en el cuarto permanece constante en 100 kPa todo el tiempo y considere T_0 = 10°C.

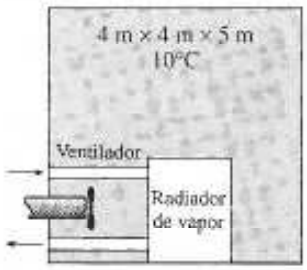


FIGURA P7-90

7-91 Una casa solar pasiva que libera calor hacia los alrededores, a 3°C, a una relación promedio de 50 000 kJ/h se mantiene a 22°C durante una noche invernal por 10 h. La casa se va a calentar mediante 50 recipientes de vidrio que contienen, cada uno, 20 L de agua que se calienta con energía solar hasta 80°C durante el día. Un calentador de resistencia eléctrica de respaldo de 15 kW controlado por un termostato se enciende cada vez que es necesario para mantener

la casa en 22°C. Determine *a*) qué tanto el sistema de calefacción eléctrico tiene que estar funcionar en la noche; *b*) la irreversibilidad, y *c*) el trabajo reversible para esa noche, en kJ.

7-92 En una turbina adiabática de dos etapas entra vapor a 7 MPa y 500°C a una relación de 15 kg/s. Diez por ciento del vapor se extrae al final de la primera etapa a una presión de 1 MPa para otro uso. El resto del vapor se expande aun más en la segunda etapa y sale de la turbina a 50 kPa. Si la turbina tiene una eficiencia adiabática de 88 por ciento, determine el potencial de potencia desperdiciado durante este proceso como consecuencia de las irreversibilidades. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 25°C.

7-93 En una turbina adiabática de dos etapas entra vapor a 8 MPa y 500°C. En la primera etapa se expande hasta un estado de 2 MPa y 350°C. Después el vapor se recalienta a presión constante hasta una temperatura de 500°C antes que se conduzca a la segunda etapa, en la cual existe a 30 kPa y una calidad de 97 por ciento. La salida de trabajo de la turbina es de 5 MW. Suponga que los alrededores están a 25°C, y determine la potencia reversible y la irreversibilidad en esta turbina. *Respuestas:* 5463 kW, 463 kW

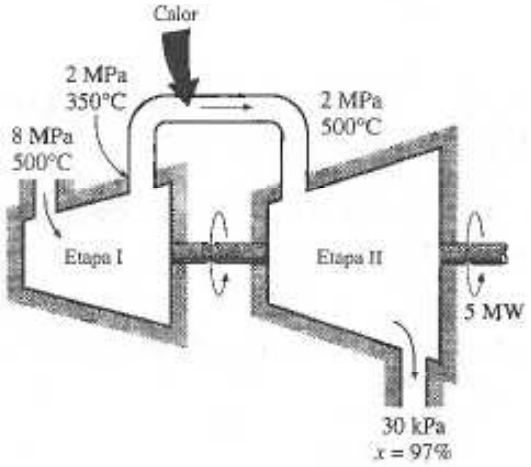


FIGURA P7-93

7-94 Una tonelada (1 000 kg) de agua líquida a 80°C se conduce dentro de cuarto bien aislado y bien sellado de 4 m × 5 m × 6 m, inicialmente a 22°C y 100 kPa. Suponga calores específicos constantes tanto para el aire como para el agua a temperatura ambiente. Determine *a*) la temperatura de equilibrio final en el cuarto; *b*) la irreversibilidad, y *c*) el trabajo reversible en este proceso, en kJ. Considere $T_0 = 15°C$.

7-95 Considere un cilindro rígido horizontal bien aislado que está dividido en dos compartimientos mediante un émbolo que tiene libertad de movimiento pero que no permite que nada de gas se filtre al otro lado. Al inicio, un lado del émbolo contiene 1 m³ de gas N_2 a 500 kPa y 80°C, mientras el otro lado contiene 1 m³ de gas He a 500 kPa y 25°C. Después de que se alcanza el equilibrio térmico en el cilindro como resultado de la transferencia de calor a través del émbolo. Utilice calores específicos constantes a temperatura ambiente, y deter-

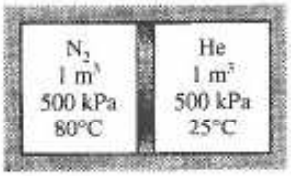


FIGURA P7-95

mine *a*) la temperatura de equilibrio final en el cilindro, y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso. ¿Cuál sería su respuesta si el émbolo no tuviera libertad de movimiento? Considere $T_0 = 25°C$.

7-96 Repita el problema anterior pero suponga que el émbolo está hecho de 5 kg de cobre, inicialmente a la temperatura promedio de los dos gases en ambos lados.

7-97 En una turbina adiabática entra gas argón a 800°C y 1.5 MPa a razón de 20 kg/min y sale a 200 kPa. Si la salida de potencia de la turbina es de 90 kW, determine *a*) la eficiencia adiabática, y *b*) la eficiencia de la segunda ley de la turbina. Suponga que la temperatura de los alrededores será igual a 25°C.
Respuestas: a) 87.4 por ciento, y *b*) 92.3 por ciento

7-97E En una turbina adiabática entra gas argón a 1500°F y 200 psia a razón de 40 lbm/min y sale a 30 psia. Si la salida de potencia de la turbina es de 95 hp, determine *a*) la eficiencia adiabática, y *b*) la eficiencia de la segunda ley de la turbina. Suponga que la temperatura de los alrededores será igual a 77°F.

7-98 En grandes centrales eléctricas de vapor, con frecuencia el agua de alimentación se calienta en calentadores de agua de alimentación cerrados, los cuales son básicamente intercambiadores de calor, mediante el vapor extraído de la turbina en alguna etapa. El vapor entra al calentador de agua de alimentación a 1 MPa y 200°C y sale como líquido saturado a la misma presión. El agua de alimentación entra al calentador a 2.5 MPa y 50°C y sale a 10°C por debajo de la temperatura de salida del vapor. Desprecie cualquier pérdida de calor de las superficies exteriores del calentador. Determine *a*) la razón de las relaciones de flujo de masa del vapor extraído y el calentador del agua de alimentación, y *b*) el trabajo reversible en este proceso por unidad de masa del agua de alimentación. Considere que la temperatura de los alrededores será de 25°C.
Respuestas: a) 0.247, *b*) 63.5 kJ/kg

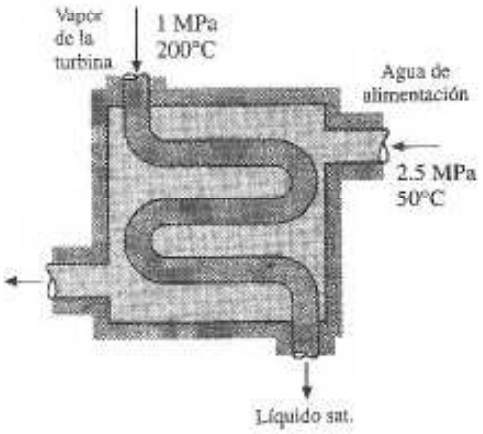


FIGURA P7-98

7-99 Con el fin de enfriar 1 tonelada (1 000 kg) de agua a 20°C en un tanque aislado una persona vierte 80 kg de hielo a –5°C en el agua. Determine *a*) la temperatura de equilibrio final en el tanque y *b*) la irreversibilidad en este proceso. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a la presión atmosférica son 0°C y 333.7 kJ/kg, respectivamente. Considere $T_0 = 25°C$.



FIGURA P7-100

7-100 Considere una botella rígida, vacía, de 5 L que está rodeada por la atmósfera a 100 kPa y 17°C. Una válvula en el cuello de botella se abre y se permite que el aire atmosférico fluya hacia el interior de la misma. Al final el aire atrapado en la botella alcanza el equilibrio térmico con la atmósfera como resultado de la transferencia de calor a través de la pared de la botella. La válvula permanece abierta durante el proceso de modo que el aire atrapado también alcanza el equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine la transferencia de calor neta a través de la pared de la botella y la irreversibilidad durante este proceso de llenado.

7-101 Dos tanques de volumen constante, cada uno lleno con 20 kg de aire, tienen temperaturas de 1000 K y 300 K. Una máquina térmica situada entre los dos tanques extrae calor del tanque de alta temperatura, produce trabajo y libera

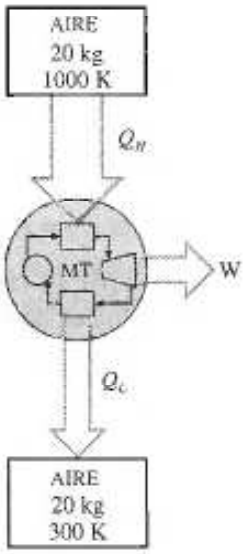


FIGURA P7-101

calor hacia el tanque de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que puede producir la máquina térmica y las temperaturas finales de los tanques. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

7-102 Dos dispositivos de presión constante, cada uno lleno con 20 kg de aire, tienen temperaturas de 1 000 K y 300 K. Una máquina térmica situada entre los dos dispositivos extrae calor del dispositivo de alta temperatura, produce trabajo y libera calor hacia el dispositivo de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que puede producir la máquina térmica y las temperaturas finales de los dispositivos. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.



FIGURA P7-103

7-103 Una olla de presión de 4 L tiene una presión de operación de 175 kPa. Al inicio, la mitad del volumen se llena con agua líquida y la otra mitad con vapor de agua. La olla se pone después sobre un calentador eléctrico de 500 W que se mantiene encendido durante 30 min. Si los alrededores están a 25°C y 100 kPa, determine *a*) la cantidad de agua que permanecerá en la olla de presión y *b*) la irreversibilidad asociada con todo el proceso, incluso la conversión de energía eléctrica en energía térmica. *Respuestas: a*) 1.487 kg, *b*) 690 kJ

7-104 ¿Cuál seriá su respuesta en el problema 7-103 si el calor se suministrara a la olla de presión a partir de una fuente de energía térmica a 180°C en lugar de la unidad del calentador eléctrico?

7-105 Un tanque de volumen constante contiene 20 kg de nitrógeno a 1000 K, y un dispositivo de presión constante contiene 10 kg de argón a 300 K. Una máquina térmica situada entre el tanque y el dispositivo extrae calor del tanque de alta temperatura, produce trabajo y libera calor al dispositivo de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que puede producir la máquina térmica y las temperaturas finales del nitrógeno y el argón. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

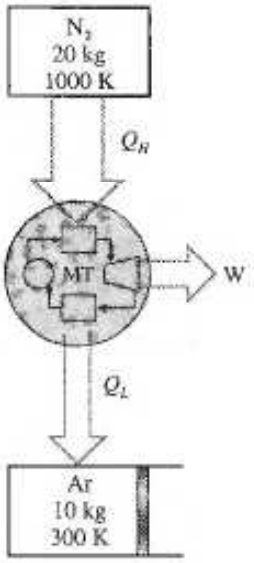


FIGURA P7-105

7-106 Un tanque de volumen constante tiene una temperatura de 800 K y un dispositivo de presión constante tiene una temperatura de 290 K. Tanto el tanque como el dispositivo se llenan con 20 kg de aire. Una máquina térmica situada entre el tanque y el dispositivo recibe calor del tanque de alta temperatura, produce trabajo y libera calor al dispositivo de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que puede producir la máquina térmica y las temperaturas finales del tanque y el dispositivo. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

7-107 ¿La disponibilidad de un sistema cerrado puede ser negativa? ¿Qué sucede con la disponibilidad de flujo? Explique y utilice una sustancia incompresible como ejemplo.

7-108 Obtenga una relación para la eficiencia de la segunda ley de una máquina térmica que recibe calor Q_H de una fuente a temperatura T_H y rechaza calor Q_L en un sumidero a T_L que es más alta que T_0 (la temperatura de los alrededores) mientras produce calor en la cantidad de W.

Problemas de computadora, diseño y ensayo

7-109 El concepto de la eficiencia o eficacia de la segunda ley se basa en la comparación del rendimiento de un sistema con el mejor rendimiento posible en condiciones idénticas. Este concepto puede ampliarse a campos no técnicos. Por ejemplo, la eficacia o eficiencia de la segunda ley de una persona al expresar una idea verbalmente o al escribirla se puede ver como la razón entre el número mínimo de palabras necesarias para expresar la idea y el número real de palabras empleada. Dé cinco ejemplos de la eficiencia de la segunda ley en campos no técnicos y no mencionados en este capítulo.

7-110 Obtenga la siguiente información acerca de una central eléctrica cercana a su ciudad. La salida de potencia neta, el tipo y cantidad de combustible, la potencia consumida por las bombas, ventiladores y otros equipos auxiliares, las pérdidas de gas por la chimenea, las temperaturas en varios puntos y la relación

de rechazo de calor en el condensador. Utilice éstos y otros datos relevantes, determine la relación de irreversibilidad en esa central eléctrica.

7-111 Haga una lista de lo que usted ha hecho en las últimas 24 h y compárela con lo que podría haber hecho durante ese periodo. La cuantificación de esta comparación puede verse como su eficiencia de la segunda ley en ese día. Si usted ha hecho todo lo que podría haber hecho ese día, y lo hizo, puede afirmar que tuvo un día "pleno", y su eficiencia de la segunda ley para ese día es 100 por ciento. ¿Cómo piensa usted que ha sido su eficiencia de la segunda ley durante las últimas 24 horas?

7-112 Los seres humanos son probablemente las criaturas más capaces y tienen un alto nivel de potenciales o disponibilidades físicas, intelectuales, emocionales y espirituales. Desafortunadamente la gente emplea poco sus disponibilidades y dejando que la mayor parte de ellas se desperdicien. Dibuje cuatro diagramas de disponibilidad contra tiempo y grafique sus disponibilidades física, intelectual, emocional y espiritual en cada uno de estos diagramas durante un periodo de 24 h. Emplee su mejor juicio según su experiencia. Sobre estos cuatro diagramas, dibuje las disponibilidades respectivas que usted ha utilizado durante las últimas 24 h. Compare las dos gráficas en cada diagrama y determine si usted vive una vida "plena" o si la desperdicia. ¿Usted podría pensar en diferentes formas de reducir la falta de correspondencia entre sus disponibilidades y cómo las emplea?

7-113 Considere a un estudiante que toma clases 4 h al día y trabaja otras 4 h en la biblioteca. Piense en las cosas que un estudiante de ingeniería común realiza en un día normal, y elabore un horario de actividades para ese estudiante durante un periodo de 24 h de modo tal que la vida diaria del estudiante implique irreversibilidades mínimas.

7-114 Considere sistemas de calefacción de gas natural, de resistencia eléctrica y de bomba de calor. Para una carga de calentamiento especificada, ¿cuál de estos sistemas realizará el trabajo con la menor irreversibilidad? Explique.

7-115 Los sistemas de agua caliente domésticos implican un alto nivel de irreversibilidad, por lo que tienen bajas eficiencias de la segunda ley. El agua en estos sistemas se calienta desde aproximadamente 15°C hasta cerca de 60°C, y la mayor parte del agua caliente se mezcla con agua fría para reducir su temperatura a 45°C o incluso a una temperatura menor antes de que se le emplee en cualquier propósito útil, como una ducha o lavar la ropa en una lavadora que utiliza agua caliente. El agua se descarga a la misma temperatura a la cual se usó, y se sustituye por agua fría limpia a 15°C. Rediseñe un sistema de agua caliente residencial común de manera que la irreversibilidad se reduzca considerablemente. Dibuje un diagrama de su diseño propuesto.

Termodinámicas: enfocadas a la ingeniería

Tablas de propiedades, figuras y diagramas (unidades de SI)

APÉNDICE 1

TABLA A-5
Agua saturada–tabla de presiones

Pres. kPa P	Temp. sat. °C T_{sat}	Volumen específico m³/kg		Energía interna kJ/kg			Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)		
		Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Evap. u_{fg}	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor sat. s_g
0.6113	0.01	0.001 000	206.14	0.00	2375.3	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	9.1562
1.0	6.98	0.001 000	129.21	29.30	2355.7	2385.0	29.30	2484.9	2514.2	0.1059	8.8697	8.9756
1.5	13.03	0.001 001	87.98	54.71	2338.6	2393.3	54.71	2470.6	2525.3	0.1957	8.6322	8.8279
2.0	17.50	0.001 001	67.00	73.48	2326.0	2399.5	73.48	2460.0	2533.5	0.2607	8.4629	8.7237
2.5	21.08	0.001 002	54.25	88.48	2315.9	2404.4	88.49	2451.6	2540.0	0.3120	8.3311	8.6432
3.0	24.08	0.001 003	45.67	101.04	2307.5	2408.5	101.05	2444.5	2545.5	0.3545	8.2231	8.5776
4.0	28.96	0.001 004	34.80	121.45	2293.7	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.0520	8.4746
5.0	32.88	0.001 005	28.19	137.81	2282.7	2420.5	137.82	2423.7	2561.5	0.4764	7.9187	8.3951
7.5	40.29	0.001 008	19.24	168.78	2261.7	2430.5	168.79	2406.0	2574.8	0.5764	7.6750	8.2515
10	45.81	0.001 010	14.67	191.82	2246.1	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	7.5009	8.1502
15	53.97	0.001 014	10.02	225.92	2222.8	2448.7	225.94	2373.1	2599.1	0.7549	7.2536	8.0085
20	60.06	0.001 017	7.649	251.38	2205.4	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.0766	7.9085
25	64.97	0.001 020	6.204	271.90	2191.2	2463.1	271.93	2346.3	2618.2	0.8931	6.9383	7.8314
30	69.10	0.001 022	5.229	289.20	2179.2	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	6.8247	7.7686
40	75.87	0.001 027	3.993	317.53	2159.5	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	6.6441	7.6700
50	81.33	0.001 030	3.240	340.44	2143.4	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	6.5029	7.5939
75	91.78	0.001 037	2.217	384.31	2112.4	2496.7	384.39	2278.6	2663.0	1.2130	6.2434	7.4564
Pres. MPa												
0.100	99.63	0.001 043	1.6940	417.36	2088.7	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	6.0568	7.3594
0.125	105.99	0.001 048	1.3749	444.19	2069.3	2513.5	444.32	2241.0	2685.4	1.3740	5.9104	7.2844
0.150	111.37	0.001 053	1.1593	466.94	2052.7	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	5.7897	7.2233
0.175	116.06	0.001 057	1.0036	486.80	2038.1	2524.9	486.99	2213.6	2700.6	1.4849	5.6868	7.1717
0.200	120.23	0.001 061	0.8857	504.49	2025.0	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	5.5970	7.1271
0.225	124.00	0.001 064	0.7933	520.47	2013.1	2533.6	520.72	2191.3	2712.1	1.5706	5.5173	7.0878
0.250	127.44	0.001 067	0.7187	535.10	2002.1	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	5.4455	7.0527
0.275	130.60	0.001 070	0.6573	548.59	1991.9	2540.5	548.89	2172.4	2721.3	1.6408	5.3801	7.0209
0.300	133.55	0.001 073	0.6058	561.15	1982.4	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	5.3201	6.9919
0.325	136.30	0.001 076	0.5620	572.90	1973.5	2546.4	573.25	2155.8	2729.0	1.7006	5.2646	6.9652
0.350	138.88	0.001 079	0.5243	583.95	1965.0	2548.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	5.2130	6.9405
0.375	141.32	0.001 081	0.4914	594.40	1956.9	2551.3	594.81	2140.8	2735.6	1.7528	5.1647	6.9175
0.40	143.63	0.001 084	0.4625	604.31	1949.3	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	5.1193	6.8959
0.45	147.93	0.001 088	0.4140	622.77	1934.9	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	5.0359	6.8565
0.50	151.86	0.001 093	0.3749	639.68	1921.6	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	4.9606	6.8213
0.55	155.48	0.001 097	0.3427	655.32	1909.2	2564.5	665.93	2097.0	2753.0	1.8973	4.8920	6.7893
0.60	158.85	0.001 101	0.3157	669.90	1897.5	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	4.8288	6.7600
0.65	162.01	0.001 104	0.2927	683.56	1886.5	2570.1	684.28	2076.0	2760.3	1.9627	4.7703	6.7331
0.70	164.97	0.001 108	0.2729	696.44	1876.1	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	4.7158	6.7080
0.75	167.78	0.001 112	0.2556	708.64	1866.1	2574.7	709.47	2057.0	2766.4	2.0200	4.6647	6.6847
0.80	170.43	0.001 115	0.2404	720.22	1856.6	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	4.6166	6.6628
0.85	172.96	0.001 118	0.2270	731.27	1847.4	2578.7	732.22	2039.4	2771.6	2.0710	4.5711	6.6421
0.90	175.38	0.001 121	0.2150	741.83	1838.6	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	4.5280	6.6226
0.95	177.69	0.001 124	0.2042	751.95	1830.2	2582.1	753.02	2023.1	2776.1	2.1172	4.4869	6.6041
1.00	179.91	0.001 127	0.194 44	761.68	1822.0	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	4.4478	6.5865
1.10	184.09	0.001 133	0.177 53	780.09	1806.3	2586.4	781.34	2000.4	2781.7	2.1792	4.3744	6.5536
1.20	187.99	0.001 139	0.163 33	797.29	1791.5	2588.8	798.65	1986.2	2784.8	2.2166	4.3067	6.5233
1.30	191.64	0.001 144	0.151 25	813.44	1777.5	2591.0	814.93	1972.7	2787.6	2.2515	4.2438	6.4953

TABLA A-26E

Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 77°F, 1 atm

Sustancia	Fórmula	$\bar{h}_f^\circ$ Btu/lbmol	$\bar{g}_f^\circ$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)
Carbón	$C(s)$	0	0	1.36
Hidrógeno	$H_2(g)$	0	0	31.21
Nitrógeno	$N_2(g)$	0	0	45.77
Oxígeno	$O_2(g)$	0	0	49.00
Monóxido de carbono	$CO(g)$	−47,540	−59,010	47.21
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	−169,300	−169,680	51.07
Vapor de agua	$H_2O(g)$	−104,040	−98,350	45.11
Agua	$H_2O(l)$	−122,970	−102,040	16.71
Peróxido de hidrógeno	$H_2O_2(g)$	−58,640	−45,430	55.60
Amoniaco	$NH_3(g)$	−19,750	−7,140	45.97
Metano	$CH_4(g)$	−32,210	−21,860	44.49
Acetileno	$C_2H_2(g)$	+97,540	+87,990	48.00
Etileno	$C_2H_4(g)$	+22,490	+29,306	52.54
Etano	$C_2H_6(g)$	−36,420	−14,150	54.85
Propileno	$C_3H_6(g)$	+8,790	+26,980	63.80
Propano	$C_3H_8(g)$	−44,680	−10,105	64.51
n-Butano	$C_4H_{10}(g)$	−54,270	−6,760	74.11
n-Octano	$C_8H_{18}(g)$	−89,680	+7,110	111.55
n-Octano	$C_8H_{18}(l)$	−107,530	+2,840	86.23
n-Dodecano	$C_{12}H_{26}(g)$	−125,190	+21,570	148.86
Benceno	$C_6H_6(g)$	+35,680	+55,780	64.34
Alcohol metílico	$CH_3OH(g)$	−86,540	−69,700	57.29
Alcohol metílico	$CH_3OH(l)$	−102,670	−71,570	30.30
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(g)$	−101,230	−72,520	67.54
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(l)$	−119,470	−75,240	38.40
Oxígeno	$O(g)$	+107,210	+99,710	38.47
Hidrógeno	$H(g)$	+93,780	+87,460	27.39
Nitrógeno	$N(g)$	+203,340	+195,970	36.61
Hidróxilo	$OH(g)$	+16,790	+14,750	43.92

Fuente: De JANAF, *Thermochemical Tables*, Dow Chemical Co., 1971; *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Technical Note 270-273, 1968; y *API Research Project 44*, Carnegie Press, 1953.

TABLA A-23E
(Continuación)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)
1900	16,428	12,654	56.097	3500	34,324	27,373	62.876
1940	16,830	12,977	56.307	3540	34,809	27,779	63.015
1980	17,235	13,303	56.514	3580	35,296	28,187	63.153
2020	17,643	13,632	56.719	3620	35,785	28,596	63.288
2060	18,054	13,963	56.920	3660	36,274	29,006	63.423
2100	18,467	14,297	57.119	3700	36,765	29,418	63.557
2140	18,883	14,633	57.315	3740	37,258	29,831	63.690
2180	19,301	14,972	57.509	3780	37,752	30,245	63.821
2220	19,722	15,313	57.701	3820	38,247	30,661	63.952
2260	20,145	15,657	57.889	3860	38,743	31,077	64.082
2300	20,571	16,003	58.077	3900	39,240	31,495	64.210
2340	20,999	16,352	58.261	3940	39,739	31,915	64.338
2380	21,429	16,703	58.445	3980	40,239	32,335	64.465
2420	21,862	17,057	58.625	4020	40,740	32,757	64.591
2460	22,298	17,413	58.803	4060	41,242	33,179	64.715
2500	22,735	17,771	58.980	4100	41,745	33,603	64.839
2540	23,175	18,131	59.155	4140	42,250	34,028	64.962
2580	23,618	18,494	59.328	4180	42,755	34,454	65.084
2620	24,062	18,859	59.500	4220	43,267	34,881	65.204
2660	24,508	19,226	59.669	4260	43,769	35,310	65.325
2700	24,957	19,595	59.837	4300	44,278	35,739	65.444
2740	25,408	19,967	60.003	4340	44,788	36,169	65.563
2780	25,861	20,340	60.167	4380	45,298	36,600	65.680
2820	26,316	20,715	60.330	4420	45,810	37,032	65.797
2860	26,773	21,093	60.490	4460	46,322	37,465	65.913
2900	27,231	21,472	60.650	4500	46,836	37,900	66.028
2940	27,692	21,853	60.809	4540	47,350	38,334	66.142
2980	28,154	22,237	60.965	4580	47,866	38,770	66.255
3020	28,619	22,621	61.120	4620	48,382	39,207	66.368
3060	29,085	23,085	61.274	4660	48,899	39,645	66.480
3100	29,553	23,397	61.426	4700	49,417	40,083	66.591
3140	30,023	23,787	61.577	4740	49,936	40,523	66.701
3180	30,494	24,179	61.727	4780	50,455	40,963	66.811
3220	30,967	24,572	61.874	4820	50,976	41,404	66.920
3260	31,442	24,968	62.022	4860	51,497	41,856	67.028
3300	31,918	25,365	62.167	4900	52,019	42,288	67.135
3340	32,396	25,763	62.312	5000	53,327	43,398	67.401
3380	32,876	26,164	62.454	5100	54,640	44,512	67.662
3420	33,357	26,565	62.597	5200	55,957	45,631	67.918
3460	33,839	26,968	62.738	5300	57,279	46,754	68.172

TABLA A-27E

Entalpía de combustión y entalpía de vaporización a 77°F, 1 atm

(El agua aparece como un líquido en los productos de combustión.)

Sustancia	Fórmula	$\Delta\bar{h}_c^\circ = -$HHV Btu/lbmol	$\bar{h}_{fg}$ Btu/lbmol
Hidrógeno	$H_2(g)$	−122,970	
Carbón	$C(s)$	−169,290	
Monóxido de carbono	$CO(g)$	−121,750	
Metano	$CH_4(g)$	−383,040	
Acetileno	$C_2H_2(g)$	−559,120	
Etileno	$C_2H_4(g)$	−607,010	
Etano	$C_2H_6(g)$	−671,080	
Propileno	$C_3H_6(g)$	−885,580	
Propano	$C_3H_8(g)$	−955,070	6,480
n-Butano	$C_4H_{10}(g)$	−1,237,800	9,060
n-Pentano	$C_5H_{12}(g)$	−1,521,300	11,360
n-Hexano	$C_6H_{14}(g)$	−1,804,600	13,563
n-Heptano	$C_7H_{16}(g)$	−2,088,000	15,713
n-Octano	$C_8H_{18}(g)$	−2,371,400	17,835
Benceno	$C_6H_6(g)$	−1,420,300	14,552
Tolueno	$C_7H_8(g)$	−1,698,400	17,176
Alcohol metílico	$CH_3OH(g)$	−328,700	16,092
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(g)$	−606,280	18,216

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1977, p. 879, tabla A-23.

TABLA A-29E
Constantes que aparecen en las ecuaciones de estado Beattie-Bridgeman y Benedict-Webb-Rubin

a) La ecuación de estado de Beattie-Bridgeman es

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} \quad \text{donde } A = A_0\left(1 - \frac{a}{\bar{v}}\right) \quad \text{y} \quad B = B_0\left(1 - \frac{b}{\bar{v}}\right)$$

Cuando P está en psia, v está en pie^3/lbmmol, T está en R y $R_u = 10.73$ psia · pie^3/(lbmol·R), las cinco constantes en la ecuación de Beattie-Bridgeman son como siguen:

Gas	A_0	a	B_0	b	c
Aire	4,905.096	0.3093	0.7386	−0.017 64	4.054×10^6
Argón, Ar	4,865.515	0.3729	0.6297	0.0	5.596×10^6
Dióxido de carbono, CO_2	18,872.857	1.142	1.678	1.159	6.166×10^7
Helio, He	81.424	0.9587	0.2243	0.0	3.737×10^3
Hidrógeno, H_2	744.510	−0.081 05	0.3357	−0.6982	4.708×10^4
Nitrógeno, N_2	5,068.324	0.4192	0.8083	−0.1107	3.924×10^6
Oxígeno, O_2	5,620.956	0.4104	0.7407	0.067 41	4.484×10^6

Fuente: Calculadas de la tabla A-29*a* usando los factores de conversión adecuados.

b) La ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin es

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2}$$

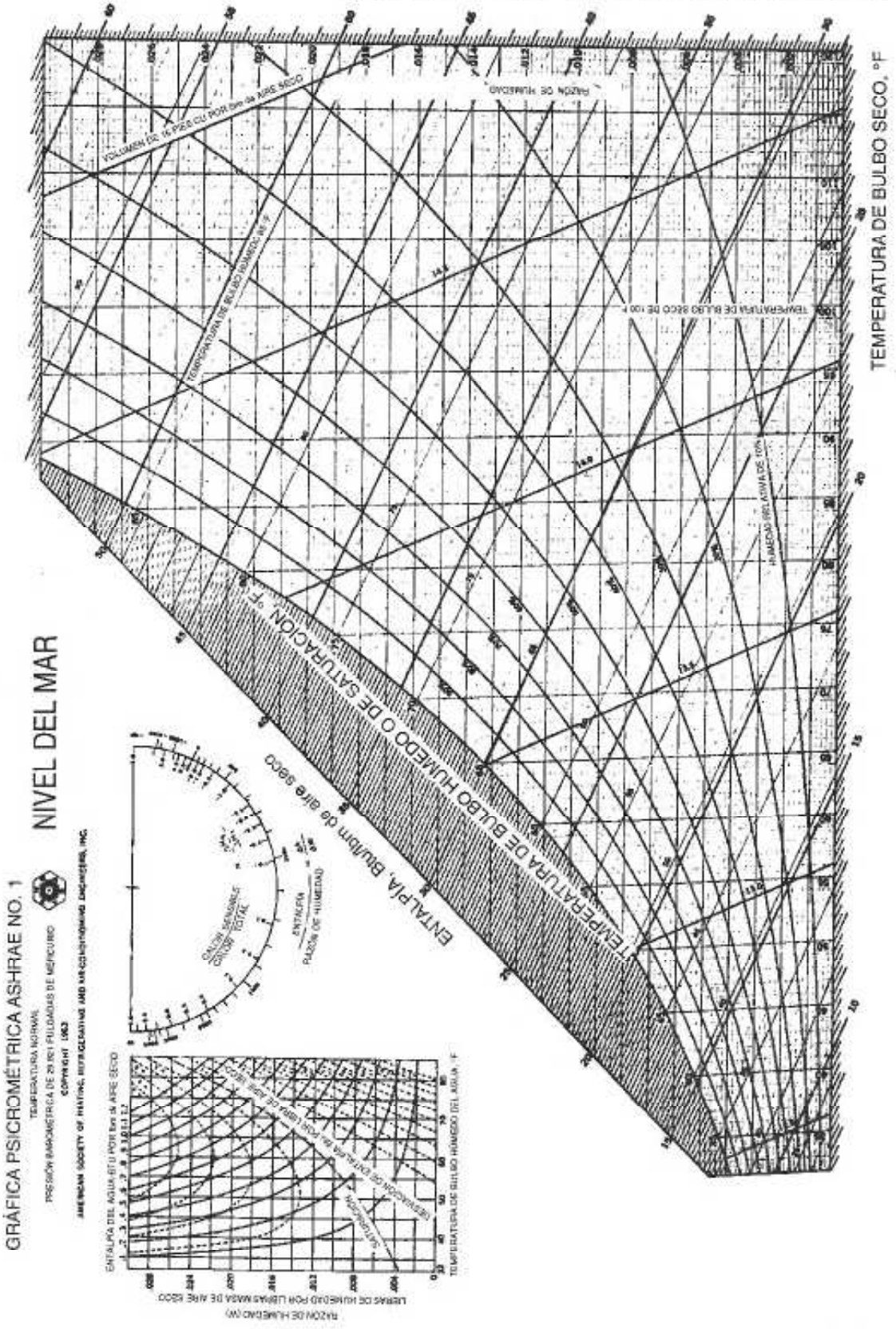
Cuando P está en atm, $\bar{v}$ está en pie^3/lbmol, T está en R y $R_u = 0.730$ atm · pie^3/(lbmol · R), las ocho constantes en la ecuación de Benedict-Webb-Rubin son como siguen:

Gas	a	A_0	b	B_0	c	C_0	α	γ
n-Butano, C_4H_{10}	1747	2590	10.27	1.993	4.219×10^9	8.263×10^8	4.531	8.732
Dióxido de carbono, CO_2	563.1	703.0	1.852	0.7998	1.989×10^8	1.153×10^8	0.3486	1.384
Monóxido de carbono, CO	150.7	344.5	0.676	0.8740	1.387×10^7	7.124×10^6	0.5556	1.541
Metano, CH_4	203.1	476.4	0.868	0.6827	3.393×10^7	1.878×10^7	0.5120	1.541
Nitrógeno, N_2	103.2	270.6	0.598	0.6529	9.713×10^6	6.706×10^6	0.5235	1.361

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1983, p. 864, tabla A-21. Publicada originalmente en H.W. Cooper y J.C. Goldfrank, *Hydrocarbon Processing*, vol 46, no. 12, p. 141, 1967

FIGURA A-33E

Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total. (De la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers; usada con permiso.)



Acerca del *software**

APÉNDICE 3

Un amplio paquete de *software* se incluye con el libro para apoyarlo en la solución de los problemas tanto del texto como de diseño. El *software* se maneja por medio de menú y su empleo es sencillo. Además del *software* para determinar las propiedades de vapor, refrigerante 12 y gases ideales incluido en la primera edición, esta segunda edición contiene un nuevo *software* que puede utilizarse en los problemas de diseño. Estos programas le permiten efectuar varias soluciones del tipo "qué pasa si". El *software* es para el diseño y análisis de los ciclos de Otto y Brayton, ciclos de potencia de vapor, procesos psicrométricos y procesos de combustión. Todos los programas brindan la opción de escribir los resultados de cualquier sesión en un archivo.

*El software se incluye en el tomo II.

PARA EMPEZAR

Para empezar, usted necesita una PC IBM, o computadora personal compatible, *software* de sistema operativo MS-DOS versión 2.1 o posterior, 512K de memoria de acceso aleatorio (RAM) y capacidad gráfica con tarjeta gráfica y monitor de color CGA, EGA o VGA. El *software* se suministra en un disco flexible de 1.44 MB y 3.5 pulg. Si usted necesita el disco flexible de 5.25 pulg para su sistema y tiene acceso a un sistema de computadora con manejador de discos flexibles tanto de 3.5 como de 5.25 pulg, puede emplear el comando COPY de DOS para copiar los programas de los discos de 3.5 a los de 5.25 según lo requiera. Para iniciar cualesquiera de los programas, inserte el disco flexible en el manejador de discos flexibles A (o B) y teclee "A:" (o "B:"). En el prompt de la computadora "A >" (o "B>"), teclee el nombre del programa que desea iniciar y oprima la tecla <enter>. Después siga las intrucciones como aparecen sobre la pantalla. Por ejemplo, para empezar el programa de las propiedades del vapor teclee la palabra "steam" en el *prompt* "A>" (o "B>") y presione la tecla <enter>.

EL *SOFTWARE*

1 STEAM.EXE

Este programa determina las propiedades termodinámicas del agua ya sea en unidades del SI o inglesas. Los datos de saturación están disponibles entre el punto triple y el punto crítico. Los datos de sobrecalentado se restringen a presiones entre 10 kPa (1.45 psia) y 50 000 kPa (7250 psia). La máxima temperatura permisible es 1200 K (2160 R). La presión de saturación o la temperatura de saturación pueden especificarse junto a la calidad para determinar el estado líquido saturado (calidad igual a cero), el estado de vapor saturado (calidad igual a uno) o cualquier estado entre estos dos (calidad entre cero y uno). Los datos pueden especificarse para combinaciones seleccionadas de propiedades: T, P; T, v; P, v; P, h; y P, s. El programa encuentra la región termodinámica correcta y regresa todos los demás datos para el estado especificado. Los datos de líquido comprimido se aproximan por medio del valor de líquido saturado correspondiente a la temperatura cuando se especifican T, P o T, v y a v, h o s cuando se especifica la presión en combinación con estas propiedades. Para ejecutar STEAM.EXE usted debe tener el archivo STEAM.DAT en el mismo disco flexible o en el mismo directorio que STEAM.EXE. Los datos producidos pueden variar ligeramente de los utilizados en las tablas de este libro.

2 REF12.EXE

Con este programa determina las propiedades termodinámicas del refrigerante 12 en unidades del SI o inglesas. Los datos de saturación se disponen entre –40°C (–40°F) y 95°C (203°F). Los datos de sobrecalentado se restringen a presiones entre 64.2 kPa (9.31 psia) y 3 500 kPa (507.6 psia). La máxima temperatura permisible es 200°C (392°F). La presión de saturación o la temperatura de saturación pueden especificarse junto a la calidad para determinar el estado líquido saturado (calidad igual a cero), el estado de vapor saturado (calidad

igual a uno) o cualquier estado entre estos dos (calidad entre cero y uno). Los datos pueden especificarse para combinaciones seleccionadas de propiedades: T, P; T, v; P, v; P, h; y P, s. El programa encuentra la región termodinámica correcta y regresa todos los demás datos para el estado especificado. Los datos de líquido comprimido se aproximan por medio del valor de líquido saturado correspondiente a la temperatura cuando T, P o T, v se especifican y a v, h o s cuando se especifica la presión en combinación con estas propiedades. Para ejecutar REF12.EXE usted debe tener el archivo REF12.DAT en el mismo disco flexible o en el mismo directorio que REF12.EXE. Los datos producidos pueden variar ligeramente de los de las tablas utilizadas en este libro.

3 GAS.EXE

El programa le auxilia para determinar las propiedades termodinámicas del aire y de gases ideales seleccionados en unidades del SI o inglesas. Se brindan varias opciones de entrada para suministrar los datos de entrada. Primero, una vez que dos propiedades independientes se seleccionan del menú de propiedades, el programa determina todas las demás para ese estado. Segundo, sólo aquellas propiedades que son funciones de la temperatura pueden determinarse. Tercero, es posible encontrar las propiedades al final de un proceso isentrópico en el cual se da la razón de volumen o la razón de presión. Cuatro, la entalpía de formación y las entalpías de desviación para análisis de combustión pueden establecerse como funciones de la temperatura. Los datos se limitan a temperaturas de 250 K (450 R) a 5 000 K (9 000 R). Después de seleccionar un gas de la lista disponible, se le recomienda que seleccione primero la opción de propiedad de temperatura y presión y observe las magnitudes de la energía interna, la entalpía y la entropía, la totalidad de las cuales depende del estado de referencia. Los datos producidos por el programa pueden variar ligeramente respecto de los utilizados en las tablas de este libro.

4 GPOWER.EXE

Este programa efectúa análisis de ciclo de los ciclos de potencia de gas de Otto y Brayton en unidades del SI o inglesas. Los métodos de solución con calor específico tanto constante como variable se disponen con una variedad de formas para alimentar los datos de entrada. Por ejemplo, usted puede estudiar el ciclo de Otto mientras varía la relación de compresión ya sea para un valor fijo de calor suministrado o una temperatura del ciclo máxima fija. Los procesos de compresión y expansión en el ciclo de Otto pueden ser politrópicos, así como isentrópicos. En el ciclo de Brayton es posible que el compresor y la turbina sean isentrópicos o no, y se disponen varias opciones de entrada para las razones de presión, la temperatura del ciclo máxima y el calor suministrado al ciclo. Algunos de los problemas que usted puede ensayar son: ¿Puede diseñar un ciclo de Otto que tenga una presión efectiva media máxima? ¿Cómo afectan a los resultados los datos de calor específico constante contra variable? ¿Cómo afectan los resultados la compresión y expansión politrópicas contra la compresión y expansión isentrópicas? ¿Otros fluidos de trabajo aparte del aire cómo influyen en los resultados? ¿A qué relación de presión debe operar el ciclo Brayton para una salida de trabajo neta máxima? ¿De qué modo influyen en los resultados la temperatura de entrada de la turbina, las eficiencias del compresor y la turbina y las suposiciones de calor específico

variable? En éstos y otros estudios de diseño de los ciclos de Otto y de Brayton, los resultados pueden escribirse en un archivo de modo que usted pueda evaluar sus decisiones de diseño. Este *software* apoya el estudio del capítulo 8.

5 SPOWER.EXE

Este programa le permite diseñar los ciclos de potencia de vapor del modo siguiente: Rankine simple, Rankine con recalentamiento, Rankine con un calentador de agua de alimentación regenerativo, y ciclo de recalentamiento-regenerativo con tres calentadores de agua de alimentación cerrados y uno abierto. La entrada de datos es lo suficientemente general para que usted pueda realizar varios problemas de diseño con un esfuerzo mínimo. En el programa Rankine simple, usted puede estudiar los efectos de la variación de la temperatura de entrada de la turbina, la presión de entrada de la turbina o la presión del condensador mientras mantiene las otras dos constantes. El programa Rankine con recalentamiento le permite variar la temperatura de recalentamiento para una presión de recalentamiento dada, condiciones de entrada de la turbina y la presión del condensador. El ciclo de recalentamiento regenerativo posibilita la selección de condiciones de entrada de la turbina de alta presión, la temperatura y presión de recalentamiento, la extracción de presiones para los cuatro calentadores del agua de alimentación, y la presión del condensador. Para ejecutar SPOWER.EXE usted debe tener el archivo STEAM.DAT en el mismo disco flexible o en el mismo directorio que SPOWER.EXE. Los resultados pueden escribirse en un archivo de manera que usted pueda evaluar sus decisiones de diseño. Este *software* apoya al capítulo 9.

Ejemplos

1. Considere una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine regenerativo ideal con un calentador de agua de alimentación abierto. El vapor entra en la turbina a 15 000 kPa y 600°C y se condensa en el condensador a 10 kPa. Algo de vapor se extrae de la turbina a 1200 kPa para el calentador de agua de alimentación abierto. Determine la fracción del vapor extraído de la turbina y la eficiencia térmica del ciclo. *Respuesta:* $y = 0.227$, $h_t = 46.3\ \%$

2. Considere una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo de recalentamiento regenerativo con un calentador abierto y tres cerrados. Las condiciones de la turbina de alta presión son 15 000 kPa, 600°C. El recalentamiento ocurre a 10 000 kPa y 600°C. Los calentadores del agua de alimentación cerrados operan a 7000 kPa, 2500 kPa y 100 kPa. El calentador de agua de alimentación abierto opera a 700 kPa. Para una presión del condensador de 10 kPa, determine la eficiencia del ciclo térmico y el trabajo neto realizado por masa unitaria del flujo de vapor dentro de la turbina de alta presión.
Respuesta: $h_t = 49.1\ \%$, $w = 1228.8$ kJ/kg

6 PSY.EXE

Este programa calcula las propiedades de las mezclas de vapor de aire seco-vapor de agua en unidades del SI o inglesas. Cuenta con varias opciones de entrada para las propiedades del estado aire seco-vapor de agua. Usted puede elegir entre alimentar los datos con la selección de una de las ocho opciones de entrada como combinaciones de temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo,

temperatura del punto de rocío, humedad relativa, humedad específica, entalpía de la mezcla y grado de saturación. El grado de saturación se define como la relación entre la humedad específica en el estado y la humedad específica para un estado saturado a la temperatura de bulbo seco y a la presión de la mezcla total dadas. Se calculan las propiedades de un estado de mezcla de dos corrientes de aire húmedas después de que se mezclan. Los resultados pueden escribirse en un archivo para utilizarse posteriormente. Este *software* apoya al capítulo 13.

Ejemplos

Para la temperatura del estado de referencia por omisión de 0°C (32°F) y una presión total de 101.325 kPa (14.696 psia):

1. Determine la temperatura del punto de rocío y la entalpía de la mezcla aire seco-vapor de agua a 77°F de temperatura de bulbo seco y humedad relativa de 55 %. *Respuesta:* T_{pr} = 59.633°F, h = 30.431 Btu/lbm aire

2. Determine la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa para una entalpía de aire húmedo de 45 kJ/kg aire y una humedad específica de 0.008 kg agua/kg aire. *Respuesta:* T_{bs} = 24.508 C, (ϕ) = 41.726 %

3. Determine la temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo de la mezcla de dos corrientes de aire húmedas, si la primera corriente tiene una temperatura de bulbo seco de 25°C, humedad relativa de 55 por ciento y tasa de flujo de volumen de 300 m^3/min, y la segunda corriente tiene una temperatura de bulbo seco de 15°C, humedad relativa de 20 por ciento y relación de flujo de volumen de 100 m^3/min. *Respuesta:* T_{bs} = 22.440°C, T_{bh} =15.925°C

7 COMB.EXE

Este programa efectúa análisis de combustión de diversos combustibles con aire en unidades del SI o inglesas. Los diversos procesos de combustión pueden estudiarse tanto en sistemas de flujo permanente como cerrados. Usted puede estudiar procesos de combustión completos, procesos de combustión incompletos o procesos de combustión para los cuales los productos de la combustión se dan como un porcentaje en volumen de los gases de producto secos. El *software* brinda una ecuación de combustión balanceada y la transferencia de calor para una temperatura del producto dada o la temperatura de flama adiabática. Si la temperatura dada del producto es menor que la temperatura del punto de rocío del producto de gas, la cantidad de vapor de agua condensado se calcula y se toma en cuenta en el cálculo de la transferencia de calor. Este programa determina también el porcentaje del exceso de aire que se requiere para obtener una temperatura de flama adiabática. Los datos producidos por el programa pueden variar un poco de los proporcionados en las tablas de este libro. El programa apoya al capítulo 14.

Ejemplos

1. Determine la transferencia de calor para la combustión completa de C_8H_{18} en un sistema de flujo permanente con 50 por ciento de exceso de aire cuando la temperatura del reactivo es de 298 K y la temperatura del producto 1 800 K. *Respuesta:* Q = —142 224 kJ/kmol C_8H_{18}.

TABLA A-5

(Continuación)

Pres. MPa P	Temp. sat. °C T_{sat}	Volumen específico m³/kg		Energía interna kJ/kg			Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)		
		Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Evap. u_{fg}	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor sat. s_g
1.40	195.07	0.001 149	0.140 84	828.70	1764.1	2592.8	830.30	1959.7	2790.0	2.2842	4.1850	6.4693
1.50	198.32	0.001 154	0.131 77	843.16	1751.3	2594.5	844.89	1947.3	2792.2	2.3150	4.1298	6.4448
1.75	205.76	0.001 166	0.113 49	876.46	1721.4	2597.8	878.50	1917.9	2796.4	2.3851	4.0044	6.3896
2.00	212.42	0.001 177	0.099 63	906.44	1693.8	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	3.8935	6.3409
2.25	218.45	0.001 187	0.088 75	933.83	1668.2	2602.0	936.49	1865.2	2801.7	2.5035	3.7937	6.2972
2.5	223.99	0.001 197	0.079 98	959.11	1644.0	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	3.7028	6.2575
3.0	233.90	0.001 217	0.066 68	1004.78	1599.3	2604.1	1008.42	1795.7	2804.2	2.6457	3.5412	6.1869
3.5	242.60	0.001 235	0.057 07	1045.43	1558.3	2603.7	1049.75	1753.7	2803.4	2.7253	3.4000	6.1253
4	250.40	0.001 252	0.049 78	1082.31	1520.0	2602.3	1087.31	1714.1	2801.4	2.7964	3.2737	6.0701
5	263.99	0.001 286	0.039 44	1147.81	1449.3	2597.1	1154.23	1640.1	2794.3	2.9202	3.0532	5.9734
6	275.64	0.001 319	0.032 44	1205.44	1384.3	2589.7	1213.35	1571.0	2784.3	3.0267	2.8625	5.8892
7	285.88	0.001 351	0.027 37	1257.55	1323.0	2580.5	1267.00	1505.1	2772.1	3.1211	2.6922	5.8133
8	295.06	0.001 384	0.023 52	1305.57	1264.2	2569.8	1316.64	1441.3	2758.0	3.2068	2.5364	5.7432
9	303.40	0.001 418	0.020 48	1350.51	1207.3	2557.8	1363.26	1378.9	2742.1	3.2858	2.3915	5.6722
10	311.06	0.001 452	0.018 026	1393.04	1151.4	2544.4	1407.56	1317.1	2724.7	3.3596	2.2544	5.6141
11	318.15	0.001 489	0.015 987	1433.7	1096.0	2529.8	1450.1	1255.5	2705.6	3.4295	2.1233	5.5527
12	324.75	0.001 527	0.014 263	1473.0	1040.7	2513.7	1491.3	1193.3	2684.9	3.4962	1.9962	5.4924
13	330.93	0.001 567	0.012 780	1511.1	985.0	2496.1	1531.5	1130.7	2662.2	3.5606	1.8718	5.4323
14	336.75	0.001 611	0.011 485	1548.6	928.2	2476.8	1571.1	1066.5	2637.6	3.6232	1.7485	5.3717
15	342.24	0.001 658	0.010 337	1585.6	869.8	2455.5	1610.5	1000.0	2610.5	3.6848	1.6249	5.3098
16	347.44	0.001 711	0.009 306	1622.7	809.0	2431.7	1650.1	930.6	2580.6	3.7461	1.4994	5.2455
17	352.37	0.001 770	0.008 364	1660.2	744.8	2405.0	1690.3	856.9	2547.2	3.8079	1.3698	5.1777
18	357.06	0.001 840	0.007 489	1698.9	675.4	2374.3	1732.0	777.1	2509.1	3.8715	1.2329	5.1044
19	361.54	0.001 924	0.006 657	1739.9	598.1	2338.1	1776.5	688.0	2464.5	3.9388	1.0839	5.0228
20	365.81	0.002 036	0.005 834	1785.6	507.5	2293.0	1826.3	583.4	2409.7	4.0139	0.9130	4.9269
21	369.89	0.002 207	0.004 952	1842.1	388.5	2230.6	1888.4	446.2	2334.6	4.1075	0.6938	4.8013
22	373.80	0.002 742	0.003 568	1961.9	125.2	2087.1	2022.2	143.4	2165.6	4.3110	0.2216	4.5327
22.09	374.14	0.003 155	0.003 155	2029.6	0	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	0	4.4298

2. Determine la temperatura de flama adiabática para la combustión completa de C_8H_{18} en un sistema de flujo permanente con 50 por ciento de exceso de aire cuando la temperatura del reactivo es de 298 K.
Respuesta: $T_P = 2249.07$ K

3. Determine el porcentaje del exceso de aire requerido para la combustión completa de C_8H_{18} en un sistema de flujo permanente cuando la temperatura del reactivo es de 77°F y la temperatura de la flama adiabática 2 000°F.
Respuesta: 133.75 por ciento

ustión completa
de exceso de aire

a la combustión
temperatura del
000°F.

Índice

Absorbencia, 98
Aceleración, 6, 111
Alrededores, 8
Análisis de la segunda ley, 387
  sistemas cerrados, 401
  sistema de flujo permanente, 411
  sistema de flujo no permanente, 416

Balance de la entropía, 305, 310
Barómetro, 20
Bomba, 193
Bomba térmica de Carnot, 273
Btu (unidad térmica británica), 7
Bomba de calor, 250
  coeficiente de operación, 250

Calidad:
  de la energía, 270
  de una mezcla bifásica, 55
Calor, 92
  convención de signos, 94
  específico (*véase* Calor específico)
Calor específico a presión constante, 128
Calor específico a volumen constante, 128
Caloría, 94
Calorímetro, 144
  diagrama, *T-S*, 321
  eficiencia, 269
Calores específicos de presión cero, 131
Calor específico, 128
  a presión constante, 128
  a volumen constante, 128
  de gases monoatómicos, 133
  de gas ideal, 130, A-5, A-65
  de una sustancia incomprensible, 139, A-8
Calor latente de vaporización, 53
Cámara de mezclado, 197
Cambio de energía interna:
  de gas ideal, 130
  de una sustancia incompresible, 139
Cambio de entalpía:
  de gas ideal, 131
  de una sustancia incompresible, 141
Cambio de entropía, 299
  causas de, 313
  de gas ideal, 332
  de una sustancia incompresible, 329
  de una sustancia pura, 324
  total, 304
Capacidad térmica (*véase* Calor específico)
Carta de compresibilidad generalizada, 67, A-52
Ciclo, 15, 106
Ciclo de Carnot, 262
  diagrama, *P-v*, 264
  diagrama, *T-s*, 321
  eficiencia, 269
  invertido, 265
Coeficiente:
  de rendimiento, 250
    de bombas de calor, 251
    de bombas de calor reversibles, 273
    de refrigeradores, 250
    de refrigeradores reversibles, 273
  virial, 72
Coeficientes viriales, 72

Compresión:
de etapas multiples, 345
isentrópica, 344
isotérmica, 344
politrópica, 344
Comprensión de etapas múltiples, 345
sistemas de refrigeración, 600
Compresor, 192
análisis de la primera ley, 192
eficiencia adiabática, 351
eficiencia isotérmica, 352
trabajo mínimo del, 344
Conducción, 95
Conductividad térmica, 95
Conservación:
de energía, 25, 92, 116, 177
en ciclos, 121
sistemas cerrados, 116, 117, 125
sistemas de flujo estable, 185
sistemas de flujo inestable, 206
volúmenes de control, 177, 181
de masa, 178
sistemas de flujo estable, 181
sistemas de flujo inestable, 206
volúmenes de control, 179
Constante de Boltzmann, 316
Constante de gas, 64
tabla de, A-4, A-64
universal, 64
Constante de Stefan-Boltzmann, 97
Constante universal de los gases, 64
Contaminación térmica, 242
Continuo, 12
Convección, 96
Convención de signos:
calor, 100
trabajo, 100
Convección forzada, 96
Convección natural, 96
Cuerpo negro, 97
Curva de saturación líquido-vapor, 43

Degradación de energía, 317
Densidad, 12
Densidad relativa, 12
Depósito de calor, 242
Depósito de energía térmica, 241
Desigualdad de Clausius, 296
Desorden molecular, 317
Diagrama *T-s*, 319
Diagrama *T-v*, 44, 46
Diagrama de entalpía-entropía, 322
Diagrama de Mollier, 322
del agua, A-21, A-79
Diagrama de temperatura-entropía, 319
del agua, A-20, A-78
Diferencial:
exacta, 101
inexacta, 101
Diferencial exacta, 101
Diferencial inexacta, 101

Difusor, 189
Disponibilidad, 387
de corriente, 412
sistema cerrado, 402
sistema de flujo uniforme, 417
Dispositivos de flujo estable, 189

Ecuación de Beattie-Bridgeman, 72, A-51, A-106
Ecuación de Benedict-Webb-Rubin, 73, A-51, A106
Ecuaciones de estado, 63
de Beattie-Bridgeman, 70, A-52, A-106
de Benedict-Webb-Rubin, A-52, A-106
gas ideal, 64
van der Waals, 71
virial, 72
Ecuación de estado virial, 72
Eficacia, 398
Eficiencia:
adiabática, 349
isotérmica, 352
segunda ley, 401
térmica, 244
Eficiencia adiabática, 348
de bombas, 351
de compresores, 351
de toberas, 353
de turbinas, 349
Eficiencia de la segunda ley, 397
Eficiencia isentrópica (*véase* Eficiencia adiabática)
Eficiencia isotérmica, 352
Eficiencia térmica, 244
Emisividad, 98
Energía, 2, 389
cinética, 10, 111, 116 (*véase* Energía cinética)
conservación de (véase conservación de energía)
de flujo estable, 188
degradación de, 317
explosiva, 172, 384
disponible, 390
flujo, 182, 195
formas de, 9
interna, 10
latente, 11
no disponible, 389, 390
nuclear, 11
potencial, 10, 110, 116, 189
proceso de flujo estable, 189
química, 11,
sensible, 11
térmica, 12
total, 9, 183
transferencia, 92
Entalpía, 52
de combustión, A-49, A-105
de formación, A-48, A-104
de vaporización, 53
Entropía, 295, 298
absoluta, 317, A-49, A-102

aumento de, principio del (*véase* Principio del aumento de entropía)
significado físico de, 315
Entropía absoluta, 317, A-48, A-104
Enunciado de Clausius de la segunda ley de la termodinámica, 253
Enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica, 248
Equilibrio, 13
de fase, 14
mecánico, 14
químico, 14
térmico, 13, 22
termodinámico, 13
Equilibrio de fase, 795
Equilibrio mecánico, 14
Equilibrio térmico, 13, 22
Escala de temperatura Celsius, 22
Escala de temperatura Fahrenheit, 22
Escala de temperatura Kelvin, 22, 268
Escala de temperatura Rankine, 23
Escala de temperatura termodinámica, 266
Escalas de temperatura, 22
Estado, 13
Estado de referencia, 53
Estado muerto, 388
Estados correspondientes, principios de, 67
Evaporador, 249

Factor de compresibilidad, 65
Fases, 38
Fluido de trabajo, 242
Flujo de ducto, 201
Flujo de tubería, 201
Flujo transitorio (*véase* Proceso de flujo no permanente)
Flujo unidimensional, 180
Formas macroscópicas de energía, 9
Formas mecánicas de trabajo, 104
Formas microscópicas de energía, 9
Fricción, 259
Frontera, 8
Fuente de calor, 242
Fuerza, 113
Función de punto, 101
Función de trayectoria, 101, 299
Fusión, 39

Gas(es), 64
monoatómico, 133
Gas ideal, 64
calores específicos, 130
cambio de energía interna, 130
cambio de entalpía, 130
cambio de entropía, 332
ecuación de estado, 63
procesos isentrópicos, 336
Gas monoatómico, 133
calor específico, 133
Gas perfecto (*véase* Gas ideal)
Generación de entropía, 304

Integral cíclica, 296
Intercambiador de calor, 198
Interenfriamiento, 345
Irreversibilidad, 392
causas de, 358

Joule, 7

Ley cero de la Termodinámica, 22
Ley de enfriamiento de Newton, 97
Ley de Fourier, 95
Ley de Kirchhoff, 98
Líquido comprimido, 39, 59
Líquido saturado, 41, 53
Líquido subenfriado, 40

Manómetro, 19
Masa, 6
conservación de (*véase* Conservación de masa)
control (*véase* Sistema cerrado)
tabla de, A-4, A-64
Masa molar, 64
tabla de, A-4, A-64
Máquinas de encendido de chispa, 457
Máquinas de movimiento perpetuo, 255
Máquina(s):
térmica, 242, 244
Máquinas térmicas, 242
eficiencia térmica, 244
Máquina térmica de Carnot, 263, 268
Masa de control (*véase* Sistema cerrado)
Metabolismo, 142
Metalpía, 184
Mezcla homogénea, 38
Mezcla líquido-vapor, 41
Mezcla saturada, 41, 55
Momento de torsión, 112

Newton, 6

Pascal, 17
Peso específico, 5, 6
Peso molecular (*véase* Masa molar)
Planta de potencia de vapor, 243
Postulado de estado, 16
Potencia, 100, 188
Presión, 17
absoluta, 18
atmosférica, 20
barométrica, 20
crítica, 45
de saturación, 42
de vacío, 18
manométrica, 18
reducida, 67
relativa, 337
Primera ley de la termodinámica (*véase* Conservación de energía)
Principio de estados correspondientes, 67

Principio del incremento de entropía, 302
  sistemas adiabáticos, 303
  sistemas cerrados, 303
  sistemas de flujo estable, 312
  sistemas de flujo uniforme, 312
  volúmenes de control, 310
Principios de Carnot, 265
Probabilidad termodinámica, 316
Proceso, 14
  adiabático, 93, 118
  cíclico, 15
  cuasiequilibrio, 15, 105, 259
  cuasiestático, 15, 105, 259
  irreversible, 257
  isentrópico, 328, 332, 336
  isobárico, 15
  isocórico, 15
  isotérmico, 15
  politrópico, 109
  reversible internamente, 261
  reversible, 257, 328
  totalmente reversible, 262
  trayectoria, 14
Proceso de flujo no permanente, 204
  análisis de la segunda ley, 416
  conservación de la energía, 206
  conservación de la masa, 205
Proceso de flujo uniforme, 208
Proceso isentrópico, 328
  de gases ideales, 336
  de sustancias incompresibles, 329
  de sustancias puras, 328
Proceso reversible externamente, 257
Procesos de cambio de fase, 39, 40
  diagramas de propiedades para, 44
Procesos de flujo estable, 184
  análisis de la segunda ley, 411
  conservación de la energía, 186
  conservación de la masa, 185
  generación de entropía, 304
Proceso totalmente reversible, 262
Propiedad dependiente, 17
Propiedad de un sistema, 12
  dependiente, 17
  específica, 13
  extensiva, 13
  independiente, 17
  intensiva, 13
Propiedades específicas, 13
Propiedad extensiva, 13
Propiedad independiente, 16
Propiedad intensiva, 13
Punto crítico, 45
  tabla de propiedades, A-4, A-64
Punto de congelación, 23
Punto de ebullición, 22
Punto de vapor, 22
Punto triple, 49

Radiación, 97
Refrigerador, 249
  coeficiente de rendimiento, 250
Refrigerador de Carnot, 273
Refrigerante 12, propiedades de, A-22, A-80
Refrigerante 134o, propiedades de, A-28, A-86
Refrigerantes, 249
Región de líquido comprimido, 45
Región de saturación, 45
Región de sobrecalentamiento, 45
Región de dos fases, 45
Región húmeda, 45
Relación de Boltzmann, 316
Relación de calor específico, 133
Relación de flujo de masa, 179
Relación de flujo de volumen, 179
Relaciones isentrópicas de gases ideales, 336
Relaciones *Tds*, 322
Rendimiento, coeficiente de (*véase* Coeficiente de rendimiento)

Segunda ley de la termodinámica, 2, 240
  enunciado de Clausius, 253
  enunciado de Kelvin-Planck, 248
Segunda ley de movimiento de Newton, 6
Sistema, 8
  abierto, 8, 178
  adiabático, 116, 117
  aislado, 8
  cerrado, 8
  estacionario, 10
  propiedad de un (*véase* Propiedad de un sistema)
Sistema cerrado, 8
  análisis de la primera ley, 116
  análisis de la segunda ley, 401
  disponibilidad, 402
Sistema compresible simple, 17
Sistemas estacionarios, 10
Sublimación, 49
Sumidero de calor, 242
Superficie de control, 9, 178
Sustancia incompresible, 139
  calor específico, 140
  cambio de energía interna, 140
  cambio de entalpía, 140
  cambio de entropía, 329
  procesos isentrópicos, 332
Sustancia pura, 38
  diagrama *P-T* de una, 49
  diagrama *P-v* de una, 45, 48
  superficie *Pv-T* de una, 50, 51

Temperatura, 20
  absoluta, 23, 266, 268
  crítica, 45
  de saturación, 43
  reducida, 67
Tensión superficial, 115
Teoría cinética, 94
Teoría del calórico, 94
Tercera ley de la termodinámica, 317

Termodinámica, 2
clásica, 3
estadística, 3
ley cero de la, 22
segunda ley de, 2, 240, 248, 253
tercera ley de la, 317
Termómetro, 22
Termómetro de gas de volumen constante, 24
Tiempo de admisión, 458
Tobera, 189
Trabajo, 6, 100
convención de signos, 100
de aceleración, 111
de bomba, 342, 343
de flecha, 112
de flujo, 182, 196
de flujo permanente reversible, 340
de la frontera, 105
de la frontera móvil, 105
de la tensión superficial, 115
del eje, 112
de otro tipo, 119
de polarización, 115
de resorte, 112
eléctrico, 103
flujo, 182, 195
gravitacional, 110
magnético, 115
mecánico, 104
no mecánico, 115
útil, 391
Trabajo *PdV*, 105
Trabajo reversible, 390
sistemas cerrados, 401
sistemas de flujo estable, 341
sistemas de flujo inestable, 419
sistemas de flujo uniforme, 416
Transferencia de calor, 12, 92, 261
isotérmica, 301
modos de, 95
reversible, 261
Turbina, 192
eficiencia adiabática, 349

Unidades, 4
Unidades inglesas, 4
Unidades SI, 4
USCS (Unidades Usuales en Estados Unidos), 4

Valor del punto triple, 50
Valor nominal de eficiencia energética, 251
Válvula de admisión, 195
Válvula de expansión (*véase* Válvula de estrangulamiento)
Vapor, 65
Vaporización, 41
entalpía o calor latente de, 53
Vapor saturado, 41, 53
Ventilador, 193
Volumen de control (*véase* Sistema abierto)
Volumen específico, 12
crítico, 45
pseudorreducido, 69
relativo, 337
Volumen específico pseudoreducido, 69
Volumen específico relativo, 338
Vapor sobrecalentado, 41, 58

TABLA A-6
Agua sobrecalentada

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	P = 0.01 MPa (45.81°C)*				P = 0.05 MPa (81.33°C)				P = 0.10 MPa (99.63°C)			
Sat.†	14.674	2437.9	2584.7	8.1502	3.240	2483.9	2645.9	7.5939	1.6940	2506.1	2675.5	7.3594
50	14.869	2443.9	2592.6	8.1749								
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4479	3.418	2511.6	2682.5	7.6947	1.6958	2506.7	2676.2	7.3614
150	19.512	2587.9	2783.0	8.6882	3.889	2585.6	2780.1	7.9401	1.9364	2582.8	2776.4	7.6134
200	21.825	2661.3	2879.5	8.9038	4.356	2659.9	2877.7	8.1580	2.172	2658.1	2875.3	7.8343
250	24.136	2736.0	2977.3	9.1002	4.820	2735.0	2976.0	8.3556	2.406	2733.7	2974.3	8.0333
300	26.445	2812.1	3076.5	9.2813	5.284	2811.3	3075.5	8.5373	2.639	2810.4	3074.3	8.2158
400	31.063	2968.9	3278.6	9.6077	6.209	2968.5	3278.9	8.8642	3.103	2967.9	3278.2	8.5435
500	35.679	3132.3	3489.1	9.8978	7.134	3132.0	3488.7	9.1546	3.565	3131.6	3488.1	8.8342
600	40.295	3302.5	3705.4	10.1608	8.057	3302.2	3705.1	9.4178	4.028	3301.9	3704.4	9.0976
700	44.911	3479.6	3928.7	10.4028	8.981	3479.4	3928.5	9.6599	4.490	3479.2	3928.2	9.3398
800	49.526	3663.8	4159.0	10.6281	9.904	3663.6	4158.9	9.8852	4.952	3663.5	4158.6	9.5652
900	54.141	3855.0	4396.4	10.8396	10.828	3854.9	4396.3	10.0967	5.414	3854.8	4396.1	9.7767
1000	58.757	4053.0	4640.6	11.0393	11.751	4052.9	4640.5	10.2964	5.875	4052.8	4640.3	9.9764
1100	63.372	4257.5	4891.2	11.2287	12.674	4257.4	4891.1	10.4859	6.337	4257.3	4891.0	10.1659
1200	67.987	4467.9	5147.8	11.4091	13.597	4467.8	5147.7	10.6662	6.799	4467.7	5147.6	10.3463
1300	72.602	4683.7	5409.7	11.5811	14.521	4683.6	5409.6	10.8382	7.260	4683.5	5409.5	10.5183
	P = 0.20 MPa (120.23°C)				P = 0.30 MPa (133.55°C)				P = 0.40 MPa (143.63°C)			
Sat.	0.8857	2529.5	2706.7	7.1272	0.6058	2543.6	2725.3	6.9919	0.4625	2553.6	2738.6	6.8959
150	0.9596	2576.9	2768.8	7.2795	0.6339	2570.8	2761.0	7.0778	0.4708	2564.5	2752.8	6.9299
200	1.0803	2654.4	2870.5	7.5066	0.7163	2650.7	2865.6	7.3115	0.5342	2646.8	2860.5	7.1706
250	1.1988	2731.2	2971.0	7.7086	0.7964	2728.7	2967.6	7.5166	0.5951	2726.1	2964.2	7.3789
300	1.3162	2808.6	3071.8	7.8926	0.8753	2806.7	3069.3	7.7022	0.6548	2804.8	3066.8	7.5662
400	1.5493	2966.7	3276.6	8.2216	1.0315	2965.6	3275.0	8.0330	0.7726	2964.4	3273.4	7.8985
500	1.7814	3130.8	3487.1	8.5133	1.1867	3130.0	3486.0	8.3251	0.8893	3129.2	3484.9	8.1913
600	2.013	3301.4	3704.0	8.7770	1.3414	3300.8	3703.2	8.5892	1.0055	3300.2	3702.4	8.4558
700	2.244	3478.8	3927.6	9.0194	1.4957	3478.4	3927.1	8.8319	1.1215	3477.9	3926.5	8.6987
800	2.475	3663.1	4156.2	9.2449	1.6499	3662.9	4157.8	9.0576	1.2372	3662.4	4157.3	8.9244
900	2.705	3854.5	4395.8	9.4566	1.8041	3854.2	4395.4	9.2692	1.3529	3853.9	4395.1	9.1362
1000	2.937	4052.5	4640.0	9.6563	1.9581	4052.3	4639.7	9.4690	1.4685	4052.0	4639.4	9.3360
1100	3.168	4257.0	4890.7	9.8458	2.1121	4256.8	4890.4	9.6585	1.5840	4256.5	4890.2	9.5256
1200	3.399	4467.5	5147.5	10.0262	2.2661	4467.2	5147.1	9.8389	1.6996	4467.0	5146.8	9.7060
1300	3.630	4683.2	5409.3	10.1982	2.4201	4683.0	5409.0	10.0110	1.8151	4682.8	5408.8	9.8780
	P = 0.50 MPa (151.86°C)				P = 0.60 MPa (158.85°C)				P = 0.80 MPa (170.43°C)			
Sat.	0.3749	2561.2	2748.7	6.8213	0.3157	2567.4	2756.8	6.7600	0.2404	2576.8	2769.1	6.6628
200	0.4249	2642.9	2855.4	7.0592	0.3520	2638.9	2850.1	6.9665	0.2608	2630.6	2839.3	6.8158
250	0.4744	2723.5	2960.7	7.2709	0.3938	2720.9	2957.2	7.1816	0.2931	2715.5	2950.0	7.0384
300	0.5226	2802.9	3064.2	7.4599	0.4344	2801.0	3061.6	7.3724	0.3241	2797.2	3056.5	7.2328
350	0.5701	2882.6	3167.7	7.6329	0.4742	2881.2	3165.7	7.5464	0.3544	2878.2	3161.7	7.4089
400	0.6173	2963.2	3271.9	7.7938	0.5137	2962.1	3270.3	7.7079	0.3843	2959.7	3267.1	7.5716
500	0.7109	3128.4	3483.9	8.0873	0.5920	3127.6	3482.8	8.0021	0.4433	3126.0	3480.6	7.8678
600	0.8041	3299.6	3701.7	7.3522	0.6697	3299.1	3700.9	8.2674	0.5018	3297.9	3699.4	8.1333
700	0.8969	3477.5	3925.9	8.5952	0.7472	3477.0	3925.3	8.5107	0.5601	3476.2	3924.2	8.3770
800	0.9896	3662.1	4156.9	8.8211	0.8245	3661.8	4156.5	8.7367	0.6181	3661.1	4155.6	8.6033
900	1.0822	3853.6	4394.7	9.0329	0.9017	3853.4	4394.4	8.9486	0.6761	3852.8	4393.7	8.8153
1000	1.1747	4051.8	4639.1	9.2328	0.9788	4051.6	4638.8	9.1485	0.7340	4051.0	4638.2	9.0153
1100	1.2672	4256.3	4889.9	9.4224	1.0559	4256.1	4889.6	9.3381	0.7919	4255.6	4889.1	9.2050
1200	1.3596	4466.8	5146.6	9.6029	1.1330	4466.5	5146.3	9.5185	0.8497	4466.1	5145.9	9.3855
1300	1.4521	4682.5	5408.6	9.7749	1.2101	4682.3	5408.3	9.6906	0.9076	4681.8	5407.9	9.5575

*La temperatura entre paréntesis es la temperatura de saturación a la presión especificada.
†Propiedades del vapor saturado a la presión especificada.

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	P = 1.00 MPa (179.91°C)				P = 1.20 MPa (187.99°C)				P = 1.40 MPa (195.07°C)			
Sat.	0.194 44	2583.6	2778.1	6.5865	0.163 33	2588.8	2784.8	6.5233	0.140 84	2592.8	2790.0	6.4693
200	0.2060	2621.9	2827.9	6.6940	0.169 30	2612.8	2815.9	6.5898	0.143 02	2603.1	2803.3	6.4975
250	0.2327	2709.9	2942.6	6.9247	0.192 34	2704.2	2935.0	6.8294	0.163 50	2698.3	2927.2	6.7467
300	0.2579	2793.2	3051.2	7.1229	0.2138	2789.2	3045.8	7.0317	0.182 28	2785.2	3040.4	6.9534
350	0.2825	2875.2	3157.7	7.3011	0.2345	2872.2	3153.6	7.2121	0.2003	2869.2	3149.5	7.1360
400	0.3066	2957.3	3263.9	7.4651	0.2548	2954.9	3260.7	7.3774	0.2178	2952.5	3257.5	7.3026
500	0.3541	3124.4	3478.5	7.7622	0.2946	3122.8	3476.3	7.6759	0.2521	3121.1	3474.1	7.6027
600	0.4011	3296.8	3697.9	8.0290	0.3339	3295.6	3696.3	7.9435	0.2860	3294.4	3694.8	7.8710
700	0.4478	3475.3	3923.1	8.2731	0.3729	3474.4	3922.0	8.1881	0.3195	3473.6	3920.8	8.1160
800	0.4943	3660.4	4154.7	8.4996	0.4118	3659.7	4153.8	8.4148	0.3528	3659.0	4153.0	8.3431
900	0.5407	3852.2	4392.9	8.7118	0.4505	3851.6	4392.2	8.6272	0.3861	3851.1	4391.5	8.5556
1000	0.5871	4050.5	4637.6	8.9119	0.4892	4050.0	4637.0	8.8274	0.4192	4049.5	4636.4	8.7559
1100	0.6335	4255.1	4888.6	9.1017	0.5278	4254.6	4888.0	9.0172	0.4524	4254.1	4887.5	8.9457
1200	0.6798	4465.6	5145.4	9.2822	0.5665	4465.1	5144.9	9.1977	0.4855	4464.7	5144.4	9.1262
1300	0.7261	4681.3	5407.4	9.4543	0.6051	4680.9	5407.0	9.3698	0.5186	4680.4	5406.5	9.2984
	P = 1.60 MPa (201.41°C)				P = 1.80 MPa (207.15°C)				P = 2.00 MPa (212.42°C)			
Sat.	0.123 80	2596.0	2794.0	6.4216	0.110 42	2598.4	2797.1	6.3794	0.099 63	2600.3	2799.5	6.3409
225	0.132 87	2644.7	2857.3	6.5518	0.116 73	2636.6	2846.7	6.4808	0.103 77	2628.3	2835.8	6.4147
250	0.141 84	2692.3	2919.2	6.6732	0.124 97	2686.0	2911.0	6.6066	0.111 44	2679.6	2902.5	6.5453
300	0.158 62	2781.1	3034.8	6.8844	0.140 21	2776.9	3029.2	6.8226	0.125 47	2772.6	3023.5	6.7664
350	0.174 56	2866.1	3145.4	7.0694	0.154 57	2863.0	3141.2	7.0100	0.138 57	2859.8	3137.0	6.9563
400	0.190 05	2950.1	3254.2	7.2374	0.168 47	2947.7	3250.9	7.1794	0.151 20	2945.2	3247.6	7.1271
500	0.2203	3119.5	3472.0	7.5390	0.195 50	3117.9	3469.8	7.4825	0.175 68	3116.2	3467.6	7.4317
600	0.2500	3293.3	3693.2	7.8060	0.2220	3292.1	3691.7	7.7523	0.199 60	3290.9	3690.1	7.7024
700	0.2794	3472.7	3919.7	8.0535	0.2482	3471.8	3918.5	7.9983	0.2232	3470.9	3917.4	7.9487
800	0.3086	3658.3	4152.1	8.2808	0.2742	3657.6	4151.2	8.2258	0.2467	3657.0	4150.3	8.1765
900	0.3377	3850.5	4390.8	8.4935	0.3001	3849.9	4390.1	8.4386	0.2700	3849.3	4389.4	8.3895
1000	0.3668	4049.0	4635.8	8.6938	0.3260	4048.5	4635.2	8.6391	0.2933	4048.0	4634.6	8.5901
1100	0.3958	4253.7	4887.0	8.8837	0.3518	4253.2	4886.4	8.8290	0.3166	4252.7	4885.9	8.7800
1200	0.4248	4464.2	5143.9	9.0643	0.3776	4463.7	5143.4	9.0096	0.3398	4463.3	5142.9	8.9607
1300	0.4538	4679.9	5406.0	9.2364	0.4034	4679.5	5405.6	9.1818	0.3631	4679.0	5405.1	9.1329
	P = 2.50 MPa (223.99°C)				P = 3.00 MPa (233.90°C)				P = 3.50 MPa (242.60°C)			
Sat.	0.079 98	2603.1	2803.1	6.2575	0.066 68	2604.1	2804.2	6.1869	0.057 07	2603.7	2803.4	6.1253
225	0.080 27	2605.6	2806.3	6.2639								
250	0.087 00	2662.6	2880.1	6.4085	0.070 58	2644.0	2855.8	6.2872	0.058 72	2623.7	2829.2	6.1749
300	0.098 90	2761.6	3008.8	6.6438	0.081 14	2750.1	2993.5	6.5390	0.068 42	2738.0	2977.5	6.4461
350	0.109 76	2851.9	3126.3	6.8403	0.090 53	2843.7	3115.3	6.7428	0.076 78	2835.3	3104.0	6.6579
400	0.120 10	2939.1	3239.3	7.0148	0.099 36	2932.8	3230.9	6.9212	0.084 53	2926.4	3222.3	6.8405
450	0.130 14	3025.5	3350.8	7.1746	0.107 87	3020.4	3344.0	7.0834	0.091 96	3015.3	3337.2	7.0052
500	0.139 93	3112.1	3462.1	7.3234	0.116 19	3108.0	3456.5	7.2338	0.099 18	3103.0	3450.9	7.1572
600	0.159 30	3288.0	3686.3	7.5960	0.132 43	3285.0	3682.3	7.5085	0.113 24	3282.1	3678.4	7.4339
700	0.178 32	3468.7	3914.5	7.8435	0.148 38	3466.5	3911.7	7.7571	0.126 99	3464.3	3908.8	7.6837
800	0.197 16	3655.3	4148.2	8.0720	0.164 14	3653.5	4145.9	7.9862	0.140 56	3651.8	4143.7	7.9134
900	0.215 90	3847.9	4387.6	8.2853	0.179 80	3846.5	4385.9	8.1999	0.154 02	3845.0	4384.1	8.1276
1000	0.2346	4046.7	4633.1	8.4861	0.195 41	4045.4	4631.6	8.4009	0.167 43	4044.1	4630.1	8.3288
1100	0.2532	4251.5	4884.6	8.6762	0.210 98	4250.3	4883.3	8.5912	0.180 80	4249.2	4881.9	8.5192
1200	0.2716	4462.1	5141.7	8.8569	0.226 52	4460.9	5140.5	8.7720	0.194 15	4459.8	5139.3	8.7000
1300	0.2905	4677.8	5404.0	9.0291	0.242 06	4676.6	5402.8	8.9442	0.207 49	4675.5	5401.7	8.8723

TABLA A-6
(Continuación)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	P = 4.0 MPa (250.40°C)				P = 4.5 MPa (257.49°C)				P = 5.0 MPa (263.99°C)			
Sat.	0.049 78	2602.3	2801.4	6.0701	0.044 06	2600.1	2798.3	6.0198	0.039 44	2597.1	2794.3	5.9734
275	0.054 57	2667.9	2886.2	6.2285	0.047 30	2650.3	2863.2	6.1401	0.041 41	2631.3	2838.3	6.0544
300	0.058 84	2725.3	2960.7	6.3615	0.051 35	2712.0	2943.1	6.2628	0.045 32	2698.0	2924.5	6.2084
350	0.066 45	2826.7	3092.5	6.5821	0.058 40	2817.8	3080.6	6.5131	0.051 94	2808.7	3068.4	6.4493
400	0.073 41	2919.9	3213.6	6.7690	0.064 75	2913.3	3204.7	6.7047	0.057 81	2906.6	3195.7	6.6459
450	0.080 02	3010.2	3330.3	6.9363	0.070 74	3005.0	3323.3	6.8746	0.063 30	2999.7	3316.2	6.8186
500	0.086 43	3099.5	3445.3	7.0901	0.076 51	3095.3	3439.6	7.0301	0.068 57	3091.0	3433.8	6.9759
600	0.098 85	3279.1	3674.4	7.3688	0.087 65	3276.0	3670.5	7.3110	0.078 69	3273.0	3666.5	7.2589
700	0.110 95	3462.1	3905.9	7.6196	0.098 47	3459.9	3903.0	7.5631	0.088 49	3457.6	3900.1	7.5122
800	0.122 87	3650.0	4141.5	7.8502	0.109 11	3648.3	4139.3	7.7942	0.098 11	3646.6	4137.1	7.7440
900	0.134 69	3843.6	4382.3	8.0647	0.119 65	3842.2	4380.6	8.0091	0.107 62	3840.7	4378.8	7.9593
1000	0.146 45	4042.9	4628.7	8.2662	0.130 13	4041.6	4627.2	8.2108	0.117 07	4040.4	4625.7	8.1612
1100	0.158 17	4248.0	4880.6	8.4567	0.140 56	4246.8	4879.3	8.4015	0.126 48	4245.6	4878.0	8.3520
1200	0.169 87	4458.6	5138.1	8.6376	0.150 98	4457.5	5136.9	8.5825	0.135 87	4456.3	5135.7	8.5331
1300	0.181 56	4674.3	5400.5	8.8100	0.161 39	4673.1	5399.4	8.7549	0.145 26	4672.0	5398.2	8.7055
	P = 6.0 MPa (275.64°C)				P = 7.0 MPa (285.88°C)				P = 8.0 MPa (295.06°C)			
Sat.	0.032 44	2589.7	2784.3	5.8892	0.027 37	2580.5	2772.1	5.8133	0.023 52	2569.8	2758.0	5.7432
300	0.036 16	2667.2	2884.2	6.0674	0.029 47	2632.2	2838.4	5.9305	0.024 26	2590.9	2785.0	5.7906
350	0.042 23	2789.6	3043.0	6.3335	0.035 24	2769.4	3016.0	6.2283	0.029 96	2747.7	2987.3	6.1301
400	0.047 39	2892.9	3177.2	6.5408	0.039 93	2878.6	3158.1	6.4478	0.034 32	2863.8	3138.3	6.3634
450	0.052 14	2988.9	3301.8	6.7193	0.044 16	2978.0	3287.1	6.6327	0.038 17	2966.7	3272.0	6.5551
500	0.056 65	3082.2	3422.2	6.8803	0.048 14	3073.4	3410.3	6.7975	0.041 75	3064.3	3398.3	6.7240
550	0.061 01	3174.6	3540.6	7.0288	0.051 95	3167.2	3530.9	6.9486	0.045 16	3159.8	3521.0	6.8778
600	0.065 25	3266.9	3658.4	7.1677	0.055 65	3260.7	3650.3	7.0894	0.048 45	3254.4	3642.0	7.0206
700	0.073 52	3453.1	3894.2	7.4234	0.062 83	3448.5	3888.3	7.3476	0.054 81	3443.9	3882.4	7.2812
800	0.081 60	3643.1	4132.7	7.6566	0.069 81	3639.5	4128.2	7.5822	0.060 97	3636.0	4123.8	7.5173
900	0.089 58	3837.8	4375.3	7.8727	0.076 69	3835.0	4371.8	7.7991	0.067 02	3832.1	4368.3	7.7351
1000	0.097 49	4037.8	4622.7	8.0751	0.083 50	4035.3	4619.8	8.0020	0.073 01	4032.8	4616.9	7.9384
1100	0.105 36	4243.3	4875.4	8.2661	0.090 27	4240.9	4872.8	8.1933	0.078 96	4238.6	4870.3	8.1300
1200	0.113 21	4454.0	5133.3	8.4474	0.097 03	4451.7	5130.9	8.3747	0.084 89	4449.5	5128.5	8.3115
1300	0.121 06	4669.6	5396.0	8.6199	0.103 77	4667.3	5393.7	8.5475	0.090 80	4665.0	5391.5	8.4842
	P = 9.0 MPa (303.40°C)				P = 10.0 MPa (311.06°C)				P = 12.5 MPa (327.89°C)			
Sat.	0.020 48	2557.8	2742.1	5.6772	0.018 026	2544.4	2724.7	5.6141	0.013 495	2505.1	2673.8	5.4624
325	0.023 27	2646.6	2856.0	5.8712	0.019 861	2610.4	2809.1	5.7568				
350	0.025 80	2724.4	2956.6	6.0361	0.022 42	2699.2	2923.4	5.9443	0.016 126	2624.6	2826.2	5.7118
400	0.029 93	2848.4	3117.8	6.2854	0.026 41	2832.4	3096.5	6.2120	0.020 00	2789.3	3039.3	6.0417
450	0.033 50	2955.2	3256.6	6.4844	0.029 75	2943.4	3240.9	6.4190	0.022 99	2912.5	3199.8	6.2719
500	0.036 77	3055.2	3386.1	6.6576	0.032 79	3045.8	3373.7	6.5966	0.025 60	3021.7	3341.8	6.4618
550	0.039 87	3152.2	3511.0	6.8142	0.035 64	3144.6	3500.9	6.7561	0.028 01	3125.0	3475.2	6.6290
600	0.042 85	3248.1	3633.7	6.9589	0.038 37	3241.7	3625.3	6.9029	0.030 29	3225.4	3604.0	6.7810
650	0.045 74	3343.6	3755.3	7.0943	0.041 01	3338.2	3748.2	7.0396	0.032 48	3324.4	3730.4	6.9218
700	0.048 57	3439.3	3876.5	7.2221	0.043 58	3434.7	3870.5	7.1687	0.034 60	3422.9	3855.3	7.0536
800	0.054 09	3632.5	4119.3	7.4596	0.048 59	3628.9	4114.8	7.4077	0.038 69	3620.0	4103.6	7.2965
900	0.059 50	3829.2	4364.8	7.6783	0.053 49	3826.3	4361.2	7.6272	0.042 67	3819.1	4352.5	7.5182
1000	0.064 85	4030.3	4614.0	7.8821	0.058 32	4027.8	4611.0	7.8315	0.046 58	4021.6	4603.8	7.7237
1100	0.070 16	4236.3	4867.7	8.0740	0.063 12	4234.0	4865.1	8.0237	0.050 45	4228.2	4858.8	7.9165
1200	0.075 44	4447.2	5126.2	8.2556	0.067 89	4444.9	5123.8	8.2055	0.054 30	4439.3	5118.0	8.0937
1300	0.080 72	4662.7	5389.2	8.4284	0.072 65	4460.5	5387.0	8.3783	0.058 13	4654.8	5381.4	8.2717

TABLA A-6
(Continuación)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	P = 15.0 MPa (342.24°C)				P = 17.5 MPa (354.75°C)				P = 20.0 MPa (365.81°C)			
Sat.	0.010 337	2455.5	2610.5	5.3098	0.007 920	2390.2	2528.8	5.1419	0.005 834	2293.0	2409.7	4.9269
350	0.011 470	2520.4	2692.4	5.4421								
400	0.015 649	2740.7	2975.5	5.8811	0.012 447	2685.0	2902.9	5.7213	0.009 942	2619.3	2818.1	5.5540
450	0.018 445	2879.5	3156.2	6.1404	0.015 174	2844.2	3109.7	6.0184	0.012 695	2806.2	3060.1	5.9017
500	0.020 80	2996.6	3308.6	6.3443	0.017 358	2970.3	3274.1	6.2383	0.014 768	2942.9	3238.2	6.1401
550	0.022 93	3104.7	3448.6	6.5199	0.019 288	3083.9	3421.4	6.4230	0.016 555	3062.4	3393.5	6.3346
600	0.024 91	3208.6	3582.3	6.6776	0.021 06	3191.5	3560.1	6.5866	0.018 178	3174.0	3537.6	6.5048
650	0.026 80	3310.3	3712.3	6.8224	0.022 74	3296.0	3693.9	6.7357	0.019 693	3281.4	3675.3	6.6582
700	0.028 61	3410.9	3840.1	6.9572	0.024 34	3398.7	3824.6	6.8736	0.021 13	3386.4	3809.0	6.7993
800	0.032 10	3610.9	4092.4	7.2040	0.027 38	3601.8	4081.1	7.1244	0.023 85	3592.7	4069.7	7.0544
900	0.035 46	3811.9	4343.8	7.4279	0.030 31	3804.7	4335.1	7.3507	0.026 45	3797.5	4326.4	7.2830
1000	0.038 75	4015.4	4596.6	7.6348	0.033 16	4009.3	4589.5	7.5589	0.028 97	4003.1	4582.5	7.4925
1100	0.042 00	4222.6	4852.6	7.8283	0.035 97	4216.9	4846.4	7.7531	0.031 45	4211.3	4840.2	7.6874
1200	0.045 23	4433.8	5112.3	8.0108	0.038 76	4428.3	5106.6	7.9360	0.033 91	4422.8	5101.0	7.8707
1300	0.048 45	4649.1	5376.0	8.1840	0.041 54	4643.5	5370.5	8.1093	0.036 36	4638.0	5365.1	8.0442
	P = 25.0 MPa				P = 30.0 MPa				P = 35.0 MPa			
375	0.001 973 1	1798.7	1848.0	4.0320	0.001 789 2	1737.8	1791.5	3.9305	0.001 700 3	1702.9	1762.4	3.8722
400	0.006 004	2430.1	2580.2	5.1418	0.002 790	2067.4	2151.1	4.4728	0.002 100	1914.1	1987.6	4.2126
425	0.007 881	2609.2	2806.3	5.4723	0.005 303	2455.1	2614.2	5.1504	0.003 428	2253.4	2373.4	4.7747
450	0.009 162	2720.7	2949.7	5.6744	0.006 735	2619.3	2821.4	5.4424	0.004 961	2496.7	2672.4	5.1962
500	0.011 123	2884.3	3162.4	5.9592	0.008 678	2820.7	3081.1	5.7905	0.006 927	2751.9	2994.4	5.6282
550	0.012 724	3017.5	3335.6	6.1765	0.010 168	2970.3	3275.4	6.0342	0.008 345	2921.0	3213.0	5.9026
600	0.014 137	3137.9	3491.4	6.3602	0.011 446	3100.5	3443.9	6.2331	0.009 527	3062.0	3395.5	6.1179
650	0.015 433	3251.6	3637.4	6.5229	0.012 596	3221.0	3598.9	6.4058	0.010 575	3189.8	3559.9	6.3010
700	0.016 646	3361.3	3777.5	6.6707	0.013 661	3335.8	3745.6	6.5606	0.011 533	3309.8	3713.5	6.4631
800	0.018 912	3574.3	4047.1	6.9345	0.015 623	3555.5	4024.2	6.8332	0.013 278	3536.7	4001.5	6.7450
900	0.021 045	3783.0	4309.1	7.1680	0.017 448	3768.5	4291.9	7.0718	0.014 883	3754.0	4274.9	6.9386
1000	0.023 10	3990.9	4568.5	7.3802	0.019 196	3978.8	4554.7	7.2867	0.016 410	3966.7	4541.1	7.2064
1100	0.025 12	4200.2	4828.2	7.5765	0.020 903	4189.2	4816.3	7.4845	0.017 895	4178.3	4804.6	7.4037
1200	0.027 11	4412.0	5089.9	7.7605	0.022 589	4401.3	5079.0	7.6692	0.019 360	4390.7	5068.3	7.5910
1300	0.029 10	4626.9	5354.4	7.9342	0.024 266	4616.0	5344.0	7.8432	0.020 815	4605.1	5333.6	7.7653
	P = 40.0 MPa				P = 50.0 MPa				P = 60.0 MPa			
375	0.001 640 7	1677.1	1742.8	3.8290	0.001 559 4	1638.6	1716.6	3.7639	0.001 502 8	1609.4	1689.5	3.7141
400	0.001 907 7	1854.6	1930.9	4.1135	0.001 730 9	1788.1	1874.6	4.0031	0.001 633 5	1745.4	1843.4	3.9318
425	0.002 532	2096.9	2198.1	4.5029	0.002 007	1959.7	2060.0	4.2734	0.001 816 5	1892.7	2001.7	4.1626
450	0.003 693	2365.1	2512.8	4.9459	0.002 486	2159.6	2284.0	4.5884	0.002 085	2053.9	2179.0	4.4121
500	0.005 622	2678.4	2903.3	5.4700	0.003 892	2525.5	2720.1	5.1726	0.002 956	2390.6	2567.9	4.9321
550	0.006 984	2869.7	3149.1	5.7785	0.005 118	2763.6	3019.5	5.5485	0.003 956	2658.8	2896.2	5.3441
600	0.008 094	3022.6	3346.4	6.0144	0.006 112	2942.0	3247.6	5.8178	0.004 834	2861.1	3151.2	5.6452
650	0.009 063	3158.0	3520.6	6.2054	0.006 966	3093.5	3441.8	6.0342	0.005 595	3028.8	3364.5	5.8829
700	0.009 941	3283.6	3681.2	6.3750	0.007 727	3230.5	3616.8	6.2189	0.006 272	3177.2	3553.5	6.0824
800	0.011 523	3517.8	3978.7	6.6662	0.009 076	3479.9	3933.6	6.5290	0.007 459	3441.5	3889.1	6.4109
900	0.012 962	3739.4	4257.9	6.9150	0.010 283	3710.3	4224.4	6.7882	0.008 508	3681.0	4191.5	6.6805
1000	0.014 324	3954.6	4527.6	7.1356	0.011 411	3930.5	4501.1	7.0146	0.009 480	3906.4	4475.2	6.9127
1100	0.015 642	4167.4	4793.1	7.3364	0.012 496	4145.7	4770.5	7.2184	0.010 409	4124.1	4748.8	7.1195
1200	0.016 940	4380.1	5057.7	7.5224	0.013 561	4359.1	5037.2	7.4058	0.011 317	4338.2	5017.2	7.3083
1300	0.018 229	4594.3	5323.5	7.6969	0.014 616	4572.8	5303.6	7.5808	0.012 215	4551.4	5284.3	7.4837

TABLA A-7
Agua líquida comprimida

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	P = 5 MPa (263.99°C)				P = 10 MPa (311.06°C)				P = 15 MPa (342.24°C)			
Sat.	0.001 285 9	1147.8	1154.2	2.9202	0.001 452 4	1393.0	1407.6	3.3596	0.001 658 1	1585.6	1610.5	3.6848
0	0.000 997 7	0.04	5.04	0.0001	0.000 995 2	0.09	10.04	0.0002	0.000 992 8	0.15	15.05	0.0004
20	0.000 999 5	83.65	88.65	0.2956	0.000 997 2	83.36	93.33	0.2945	0.000 995 0	83.06	97.99	0.2934
40	0.001 005 6	166.95	171.97	0.5705	0.001 003 4	166.35	176.38	0.5686	0.001 001 3	165.76	180.78	0.5666
60	0.001 014 9	250.23	255.30	0.8265	0.001 012 7	249.36	259.49	0.8258	0.001 010 5	248.51	263.67	0.8232
80	0.001 026 8	333.72	338.85	1.0720	0.001 024 5	332.59	342.83	1.0688	0.001 022 2	331.48	346.81	1.0656
100	0.001 041 0	417.52	422.72	1.3030	0.001 038 5	416.12	426.50	1.2992	0.001 036 1	414.74	430.28	1.2955
120	0.001 057 6	501.80	507.09	1.5233	0.001 054 9	500.08	510.64	1.5189	0.001 052 2	498.40	514.19	1.5145
140	0.001 076 8	586.76	592.15	1.7343	0.001 073 7	584.68	595.42	1.7292	0.001 070 7	582.66	598.72	1.7242
160	0.001 098 8	672.62	678.12	1.9375	0.001 095 3	670.13	681.08	1.9317	0.001 091 8	667.71	684.09	1.9260
180	0.001 124 0	759.63	765.25	2.1341	0.001 119 9	756.65	767.84	2.1275	0.001 115 9	753.76	770.50	2.1210
200	0.001 153 0	848.1	853.9	2.3255	0.001 148 0	844.5	856.0	2.3178	0.001 143 3	841.0	858.2	2.3104
220	0.001 186 6	938.4	944.4	2.5128	0.001 180 5	934.1	945.9	2.5039	0.001 174 8	929.9	947.5	2.4953
240	0.001 226 4	1031.4	1037.5	2.6979	0.001 218 7	1026.0	1038.1	2.6872	0.001 211 4	1020.8	1039.0	2.6771
260	0.001 274 9	1127.9	1134.3	2.8830	0.001 264 5	1121.1	1133.7	2.8699	0.001 255 0	1114.6	1133.4	2.8576
280					0.001 321 6	1220.9	1234.1	3.0548	0.001 308 4	1212.5	1232.1	3.0393
300					0.001 397 2	1328.4	1342.3	3.2469	0.001 377 0	1316.6	1337.3	3.2260
320									0.001 472 4	1431.1	1453.2	3.4247
340									0.001 631 1	1567.5	1591.9	3.6546
	P = 20 MPa (365.81°C)				P = 30 MPa				P = 50 MPa			
Sat.	0.002 036	1785.6	1826.3	4.0139								
0	0.000 990 4	0.19	20.01	0.0004	0.000 985 6	0.25	29.82	0.0001	0.000 976 6	0.20	49.03	0.0014
20	0.000 992 8	82.77	102.62	0.2923	0.000 988 6	82.17	111.84	0.2899	0.000 980 4	81.00	130.02	0.2848
40	0.000 999 2	165.17	185.16	0.5646	0.000 995 1	164.04	193.89	0.5607	0.000 987 2	161.86	211.21	0.5527
60	0.001 008 4	247.66	267.85	0.8206	0.001 004 2	246.06	276.19	0.8154	0.000 996 2	242.98	292.79	0.8052
80	0.001 019 9	330.40	350.80	1.0624	0.001 015 6	328.30	358.77	1.0561	0.001 007 3	324.34	374.70	1.0440
100	0.001 033 7	413.39	434.06	1.2917	0.001 029 0	410.78	441.66	1.2844	0.001 020 1	405.88	456.89	1.2703
120	0.001 049 6	496.76	517.76	1.5102	0.001 044 5	493.59	524.93	1.5018	0.001 034 8	487.65	539.39	1.4857
140	0.001 067 8	580.69	602.04	1.7193	0.001 062 1	576.88	608.75	1.7098	0.001 051 5	569.77	622.35	1.6915
160	0.001 088 5	665.35	687.12	1.9204	0.001 082 1	660.82	693.28	1.9096	0.001 070 3	652.41	705.92	1.8891
180	0.001 112 0	750.95	773.20	2.1147	0.001 104 7	745.59	778.73	2.1024	0.001 091 2	735.69	790.25	2.0794
200	0.001 138 8	837.7	860.5	2.3031	0.001 130 2	831.4	865.3	2.2893	0.001 114 6	819.7	875.5	2.2634
220	0.001 169 5	925.9	949.3	2.4870	0.001 159 0	918.3	953.1	2.4711	0.001 140 8	904.7	961.7	2.4419
240	0.001 204 6	1016.0	1040.0	2.6674	0.001 192 0	1006.9	1042.6	2.6490	0.001 170 2	990.7	1049.2	2.6158
260	0.001 246 2	1108.6	1133.5	2.8459	0.001 230 3	1097.4	1134.3	2.8243	0.001 203 4	1078.1	1138.2	2.7860
280	0.001 296 5	1204.7	1230.6	3.0248	0.001 275 5	1190.7	1229.0	2.9986	0.001 241 5	1167.2	1229.3	2.9537
300	0.001 359 6	1306.1	1333.3	3.2071	0.001 330 4	1287.9	1327.8	3.1741	0.001 286 0	1258.7	1323.0	3.1200
320	0.001 443 7	1415.7	1444.6	3.3979	0.001 399 7	1390.7	1432.7	3.3539	0.001 338 8	1353.3	1420.2	3.2868
340	0.001 568 4	1539.7	1571.0	3.6075	0.001 492 0	1501.7	1546.5	3.5426	0.001 403 2	1452.0	1522.1	3.4557
360	0.001 822 6	1702.8	1739.3	3.8772	0.001 626 5	1626.6	1675.4	3.7494	0.001 483 8	1556.0	1630.2	3.6291
380					0.001 869 1	1781.4	1837.5	4.0012	0.001 588 4	1667.2	1746.6	3.8101

TABLA A-8

Hielo saturado - vapor de agua

Temp. T °C	Pres. sat. P_{sat} kPa	Volumen específico m³/kg: Hielo sat. $v_i \times 10^3$	Volumen específico m³/kg: Vapor sat. v_g	Energía interna kJ/kg: Hielo sat. u_i	Energía interna kJ/kg: Subl. u_{ig}	Energía interna kJ/kg: Vapor sat. u_g	Entalpía kJ/kg: Hielo sat. h_i	Entalpía kJ/kg: Subl. h_{ig}	Entalpía kJ/kg: Vapor sat. h_g	Entropía kJ/(kg · K): Hielo sat. s_i	Entropía kJ/(kg · K): Subl. s_{ig}	Entropía kJ/(kg · K): Vapor sat. s_g
0.01	0.6113	1.0908	206.1	−333.40	2708.7	2375.3	−333.40	2834.8	2501.4	−1.221	10.378	9.156
0	0.6108	1.0908	206.3	−333.43	2708.8	2375.3	−333.43	2834.8	2501.3	−1.221	10.378	9.157
−2	0.5176	1.0904	241.7	−337.62	2710.2	2372.6	−337.62	2835.3	2497.7	−1.237	10.456	9.219
−4	0.4375	1.0901	283.8	−341.78	2711.6	2369.8	−341.78	2835.7	2494.0	−1.253	10.536	9.283
−6	0.3689	1.0898	334.2	−345.91	2712.9	2367.0	−345.91	2836.2	2490.3	−1.268	10.616	9.348
−8	0.3102	1.0894	394.4	−350.02	2714.2	2364.2	−350.02	2836.6	2486.6	−1.284	10.698	9.414
−10	0.2602	1.0891	466.7	−354.09	2715.5	2361.4	−354.09	2837.0	2482.9	−1.299	10.781	9.481
−12	0.2176	1.0888	553.7	−358.14	2716.8	2358.7	−358.14	2837.3	2479.2	−1.315	10.865	9.550
−14	0.1815	1.0884	658.8	−362.15	2718.0	2355.9	−362.15	2837.6	2475.5	−1.331	10.950	9.619
−16	0.1510	1.0881	786.0	−366.14	2719.2	2353.1	−366.14	2837.9	2471.8	−1.346	11.036	9.690
−18	0.1252	1.0878	940.5	−370.10	2720.4	2350.3	−370.10	2838.2	2468.1	−1.362	11.123	9.762
−20	0.1035	1.0874	1128.6	−374.03	2721.6	2347.5	−374.03	2838.4	2464.3	−1.377	11.212	9.835
−22	0.0853	1.0871	1358.4	−377.93	2722.7	2344.7	−377.93	2838.6	2460.6	−1.393	11.302	9.909
−24	0.0701	1.0868	1640.1	−381.80	2723.7	2342.0	−381.80	2838.7	2456.9	−1.408	11.394	9.985
−26	0.0574	1.0864	1986.4	−385.64	2724.8	2339.2	−385.64	2838.9	2453.2	−1.424	11.486	10.062
−28	0.0469	1.0861	2413.7	−389.45	2725.8	2336.4	−389.45	2839.0	2449.5	−1.439	11.580	10.141
−30	0.0381	1.0858	2943	−393.23	2726.8	2333.6	−393.23	2839.0	2445.8	−1.455	11.676	10.221
−32	0.0309	1.0854	3600	−396.98	2727.8	2330.8	−396.98	2839.1	2442.1	−1.471	11.773	10.303
−34	0.0250	1.0851	4419	−400.71	2728.7	2328.0	−400.71	2839.1	2438.4	−1.486	11.872	10.386
−36	0.0201	1.0848	5444	−404.40	2729.6	2325.2	−404.40	2839.1	2434.7	−1.501	11.972	10.470
−38	0.0161	1.0844	6731	−408.06	2730.5	2322.4	−408.06	2839.0	2430.9	−1.517	12.073	10.556
−40	0.0129	1.0841	8354	−411.70	2731.3	2319.6	−411.70	2839.9	2427.2	−1.532	12.176	10.644

FIGURA A-9

Diagrama T-s para el agua. (Fuente: Lester Haar, John S. Gallagher y George S. Kell, NBS/NRC *Steam Tables*, 1984. Con permiso de Hemisphere Publishing Corporation, Nueva York.)

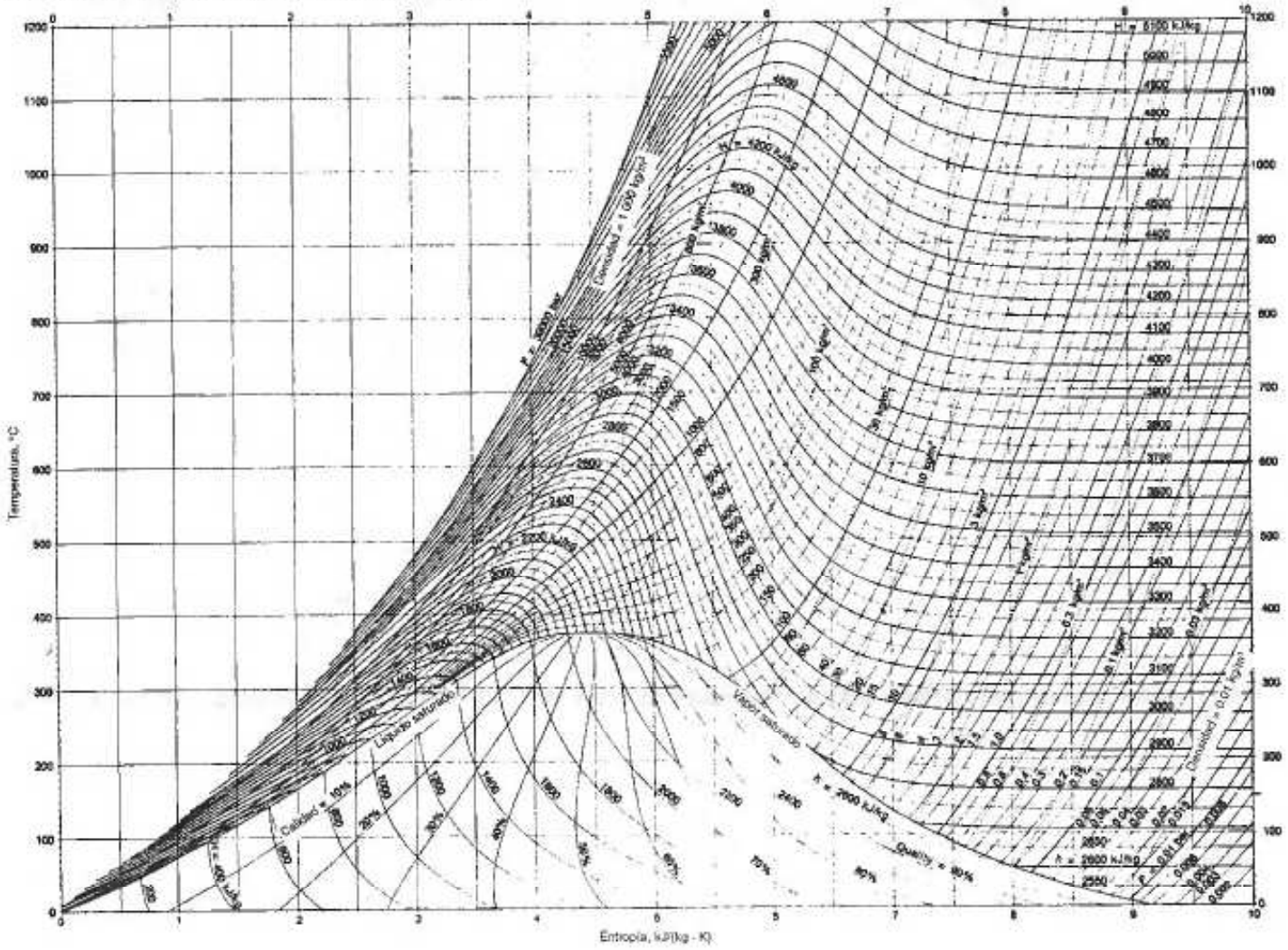


FIGURA A-10

Diagrama de Mollier para el agua. (*Fuente*: Lester Haar, John S. Gallagher y George S. Kell, *NBS/NRC Steam Tables*, 1984. Con permiso de Hemisphere Publishing Corporation, Nueva York.)

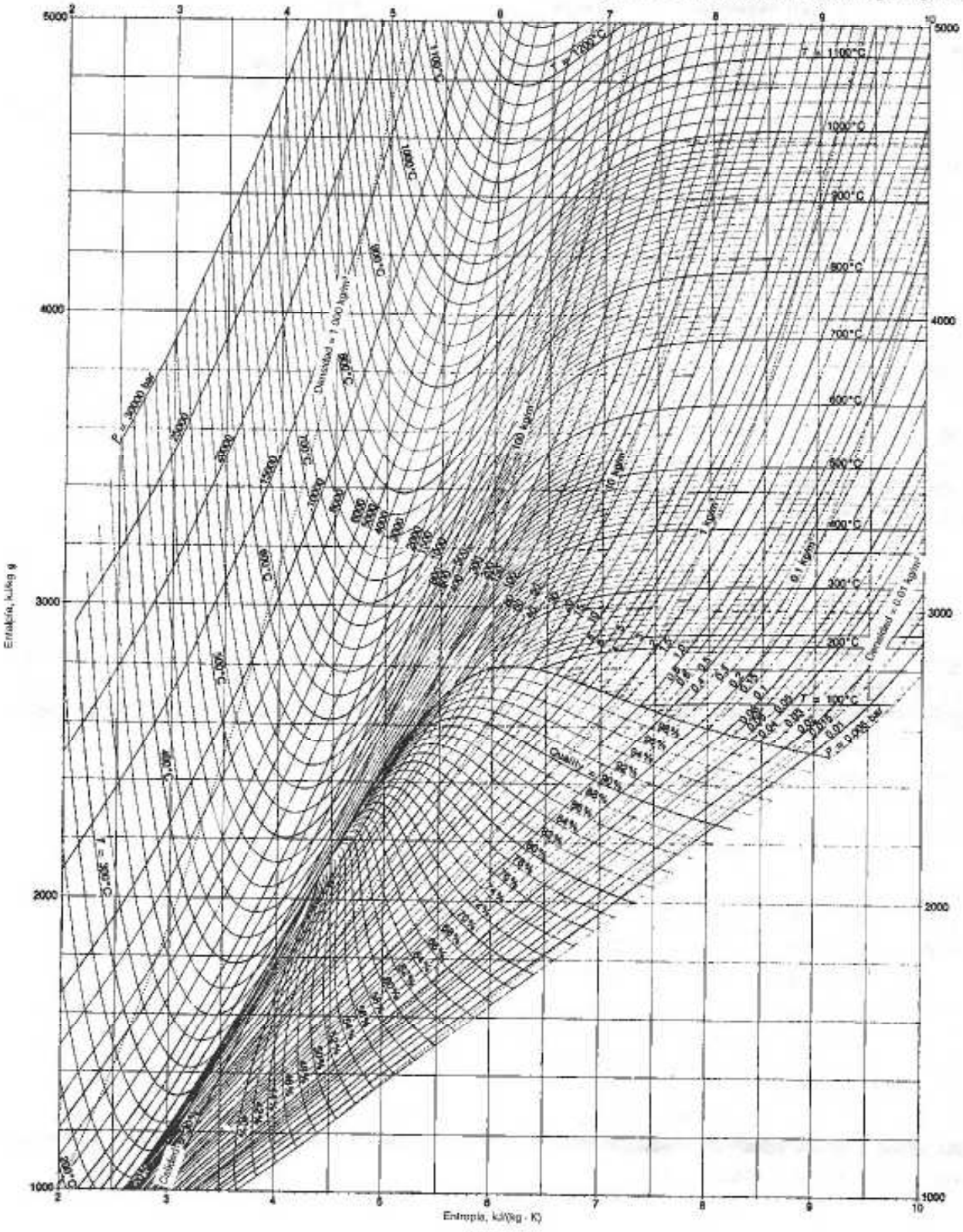


TABLA A-1
Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Sustancia	Fórmula	Masa molar kg/kmol	R kJ/(kg · K)*	Temperatura K	Presión MPa	Volumen m^3/kmol
Amoniaco	NH_3	17.03	0.4882	405.5	11.28	0.0724
Argón	Ar	39.948	0.2081	151	4.86	0.0749
Bromo	Br_2	159.808	0.0520	584	10.34	0.1355
Dióxido de carbono	CO_2	44.01	0.1889	304.2	7.39	0.0943
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.2968	133	3.50	0.0930
Cloro	Cl_2	70.906	0.1173	417	7.71	0.1242
Deuterio (normal)	D_2	4.00	2.0785	38.4	1.66	—
Helio	He	4.003	2.0769	5.3	0.23	0.0578
Hidrógeno (normal)	H_2	2.016	4.1240	33.3	1.30	0.0649
Kriptón	Kr	83.80	0.09921	209.4	5.50	0.0924
Neón	Ne	20.183	0.4119	44.5	2.73	0.0417
Nitrógeno	N_2	28.013	0.2968	126.2	3.39	0.0899
Óxido nitroso	N_2O	44.013	0.1889	309.7	7.27	0.0961
Oxígeno	O_2	31.999	0.2598	154.8	5.08	0.0780
Dióxido de azufre	SO_2	64.063	0.1298	430.7	7.88	0.1217
Agua	H_2O	18.015	0.4615	647.3	22.09	0.0568
Xenón	Xe	131.30	0.06332	289.8	5.88	0.1186
Benceno	C_6H_6	78.115	0.1064	562	4.92	0.2603
n–Butano	C_4H_{10}	58.124	0.1430	425.2	3.80	0.2547
Tetracloruro de carbón	CCl_4	153.82	0.05405	556.4	4.56	0.2759
Cloroformo	$CHCl_3$	119.38	0.06964	536.6	5.47	0.2403
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl_2F_2	120.91	0.06876	384.7	4.01	0.2179
Diclorofluorometano	$CHCl_2F$	102.92	0.08078	451.7	5.17	0.1973
Etano	C_2H_6	30.070	0.2765	305.5	4.88	0.1480
Alcohol etílico	C_2H_5OH	46.07	0.1805	516	6.38	0.1673
Etileno	C_2H_4	28.054	0.2964	282.4	5.12	0.1242
n–Hexano	C_6H_{14}	86.178	0.09647	507.9	3.03	0.3677
Metano	CH_4	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993
Alcohol metílico	CH_3OH	32.042	0.2595	513.2	7.95	0.1180
Cloruro metílico	CH_3Cl	50.488	0.1647	416.3	6.68	0.1430
Propano	C_3H_8	44.097	0.1885	370	4.26	0.1998
Propeno	C_3H_6	42.081	0.1976	365	4.62	0.1810
Propino	C_3H_4	40.065	0.2075	401	5.35	—
Triclorofluorometano	CCl_3F	137.37	0.06052	471.2	4.38	0.2478
Aire	—	28.97	0.2870	—	—	—

* La unidad en kJ/(kg · K) es equivalente a kPa · m^3/(kg · K). La constante de gas se calcula de $R = R_u/M$, donde R_u = 8.314 kJ/(kmol · K) y M es la masa molar.

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodinamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1986, p. 685, tabla A.6SI. Publicada originalmente en K. A. Kobe y R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review*, vol. 52, pp. 117-236, 1953.

TABLA A-11
Refrigerante saturado 12- tabla de temperatura

Temp. °C T	Pres sat. MPa P_{sat}	Volumen específico m³/kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)	
		Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. u_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g
−40	0.06417	0.0006 595	0.241 91	−0.04	154.07	0	169.59	169.59	0	0.7274
−35	0.08071	0.0006 656	0.195 40	4.37	156.13	4.42	167.48	171.90	0.0187	0.7219
−30	0.10041	0.0006 720	0.159 38	8.79	158.20	8.86	165.33	174.20	0.0371	0.7170
−28	0.10927	0.0006 746	0.147 28	10.58	159.02	10.65	164.46	175.11	0.0444	0.7153
−26	0.11872	0.0006 773	0.136 28	12.35	159.84	12.43	163.59	176.02	0.0517	0.7135
−25	0.12368	0.0006 786	0.131 17	13.25	160.26	13.33	163.15	176.48	0.0552	0.7126
−24	0.12880	0.0006 800	0.126 28	14.13	160.67	14.22	162.71	176.93	0.0589	0.7119
−22	0.13953	0.0006 827	0.117 17	15.92	161.48	16.02	161.82	177.83	0.0660	0.7103
−20	0.15093	0.0006 855	0.108 85	17.72	162.31	17.82	160.92	178.74	0.0731	0.7087
−18	0.16304	0.0006 883	0.101 24	19.51	163.12	19.62	160.01	179.63	0.0802	0.7073
−15	0.18260	0.0006 926	0.091 02	22.20	164.35	22.33	158.64	180.97	0.0906	0.7051
−10	0.21912	0.0007 000	0.076 65	26.72	166.39	26.87	156.31	183.19	0.1080	0.7019
−5	0.26096	0.0007 078	0.064 96	31.27	168.42	31.45	153.93	185.37	0.1251	0.6991
0	0.30861	0.0007 159	0.055 39	35.83	170.44	36.05	151.48	187.53	0.1420	0.6965
4	0.35124	0.0007 227	0.048 95	39.51	172.04	39.76	149.47	189.23	0.1553	0.6946
8	0.39815	0.0007 297	0.043 40	43.21	173.63	43.50	147.41	190.91	0.1686	0.6929
12	0.44962	0.0007 370	0.038 60	46.93	175.20	47.26	145.30	192.56	0.1817	0.6913
16	0.50591	0.0007 446	0.034 42	50.67	176.78	51.05	143.14	194.19	0.1948	0.6898
20	0.56729	0.0007 525	0.030 78	54.44	178.32	54.87	140.91	195.78	0.2078	0.6884
24	0.63405	0.0007 607	0.027 59	58.25	179.85	58.73	138.61	197.34	0.2207	0.6871
26	0.66954	0.0007 650	0.026 14	60.17	180.61	60.68	137.44	198.11	0.2271	0.6865
28	0.70648	0.0007 694	0.024 78	62.09	181.36	62.63	136.24	198.87	0.2335	0.6859
30	0.74490	0.0007 739	0.023 51	64.01	182.11	64.59	135.03	199.62	0.2400	0.6853
32	0.78485	0.0007 785	0.022 31	65.96	182.85	66.57	133.79	200.36	0.2463	0.6847
34	0.82636	0.0007 832	0.021 18	67.90	183.59	68.55	132.53	201.09	0.2527	0.6842
36	0.86948	0.0007 880	0.020 12	69.86	184.31	70.55	131.25	201.80	0.2591	0.6836
38	0.91423	0.0007 929	0.019 12	71.84	185.03	72.56	129.94	202.51	0.2655	0.6831
40	0.96065	0.0007 980	0.018 17	73.82	185.74	74.59	128.61	203.20	0.2718	0.6825
42	1.0088	0.0008 033	0.017 28	75.82	186.45	76.63	127.25	203.88	0.2782	0.6820
44	1.0587	0.0008 086	0.016 44	77.82	187.13	78.68	125.87	204.54	0.2845	0.6814
48	1.1639	0.0008 199	0.014 88	81.88	188.51	82.83	123.00	205.83	0.2973	0.6802
52	1.2766	0.0008 318	0.013 49	86.00	189.83	87.06	119.99	207.05	0.3101	0.6791
56	1.3972	0.0008 445	0.012 24	90.18	191.10	91.36	116.84	208.20	0.3229	0.6779
60	1.5259	0.0008 581	0.011 11	94.43	192.31	95.74	113.52	209.26	0.3358	0.6765
112	4.1155	0.0017 92	0.001 79	175.98	175.98	183.35	0	183.35	0.5687	0.5687

Fuente: Las tablas de la A-11 a la A-13 se adaptaron de Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1983, pp. 801-812. Publicadas originalmente por E.I. du Pont de Nemours & Company, Inc., 1969.

TABLA A-12
Refrigerante saturado 12–tabla de presión

Pres MPa P	Temp. sat. °C T_{sat}	Volumen específico m³/kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)	
		Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g
0.06	−41.42	0.000 657 8	0.2575	−1.29	153.49	−1.25	170.19	168.94	−0.0054	0.7290
0.10	−30.10	0.000 671 9	0.1600	8.71	158.15	8.78	165.37	174.15	0.0368	0.7171
0.12	−25.74	0.000 677 6	0.1349	12.58	159.95	12.66	163.48	176.14	0.0526	0.7133
0.14	−21.91	0.000 682 8	0.1168	15.99	161.52	16.09	161.78	177.87	0.0663	0.7102
0.16	−18.49	0.000 687 6	0.1031	19.07	162.91	19.18	160.23	179.41	0.0784	0.7076
0.18	−15.38	0.000 692 1	0.092 25	21.86	164.19	21.98	158.82	180.80	0.0893	0.7054
0.20	−12.53	0.000 686 2	0.083 54	24.43	165.36	24.57	157.50	182.07	0.0992	0.7035
0.24	−7.42	0.000 704 0	0.070 33	29.06	167.44	29.23	155.09	184.32	0.1168	0.7004
0.28	−2.93	0.000 711 1	0.060 76	33.15	169.26	33.35	152.92	186.27	0.1321	0.6980
0.32	1.11	0.000 717 7	0.053 51	36.85	170.88	37.08	150.92	188.00	0.1457	0.6960
0.40	8.15	0.000 729 9	0.043 21	43.35	173.69	43.64	147.33	190.97	0.1691	0.6928
0.50	15.60	0.000 743 8	0.034 82	50.30	176.61	50.67	143.35	194.02	0.1935	0.6899
0.60	22.00	0.000 756 6	0.029 13	56.35	179.09	56.80	139.77	196.57	0.2142	0.6878
0.70	27.65	0.000 768 6	0.025 01	61.75	181.23	62.29	136.45	198.74	0.2324	0.6860
0.80	32.74	0.000 780 2	0.021 88	66.68	183.13	67.30	133.33	200.63	0.2487	0.6845
0.90	37.37	0.000 791 4	0.019 42	71.22	184.81	71.93	130.36	202.29	0.2634	0.6832
1.0	41.64	0.000 802 3	0.017 44	75.46	186.32	76.26	127.50	203.76	0.2770	0.6820
1.2	49.31	0.000 823 7	0.014 41	83.22	188.95	84.21	122.03	206.24	0.3015	0.6799
1.4	56.09	0.000 844 8	0.012 22	90.28	191.11	91.46	116.76	208.22	0.3232	0.6778
1.6	62.19	0.000 866 0	0.010 54	96.80	192.95	98.19	111.62	209.81	0.3329	0.6758

TABLA A-13
Refrigerante sobrecalentado 12

Temp. °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	0.060 MPa (T_{sat} = −41.42°C)				**0.10 MPa (T_{sat} = −30.10°C)**			
Sat.	0.257 5	153.49	168.94	0.7290	0.160 0	158.15	174.15	0.7171
−40	0.259 3	154.16	169.72	0.7324				
−20	0.283 8	163.91	180.94	0.7785	0.167 7	163.22	179.99	0.7406
0	0.307 9	174.05	192.52	0.8225	0.182 7	173.50	191.77	0.7654
10	0.319 8	179.26	198.45	0.8439	0.190 0	178.77	197.77	0.8070
20	0.331 7	184.57	204.47	0.8647	0.197 3	184.12	203.85	0.8281
30	0.343 5	189.96	210.57	0.8852	0.204 5	189.57	210.02	0.8488
40	0.355 2	195.46	216.77	0.9053	0.211 7	195.09	216.26	0.8691
50	0.367 0	201.02	223.04	0.9251	0.218 8	200.70	222.58	0.8889
60	0.378 7	206.69	229.41	0.9444	0.226 0	206.38	228.98	0.9084
80	0.402 0	218.25	242.37	0.9822	0.240 1	218.00	242.01	0.9464
	0.14 MPa (T_{sat} = −21.91°C)				**0.18 MPa (T_{sat} = −15.38°C)**			
Sat.	0.116 8	161.52	177.87	0.7102	0.092.2	164.20	180.80	0.7054
−20	0.117 9	162.50	179.01	0.7147				
−10	0.123 5	167.69	184.97	0.7378	0.092 5	164.39	181.03	0.7181
0	0.128 9	172.94	190.99	0.7602	0.099 1	172.37	190.21	0.7408
10	0.134 3	178.28	197.08	0.7821	0.103 4	177.77	196.38	0.7630
20	0.139 7	183.67	203.23	0.8035	0.107 6	183.23	202.60	0.7846
30	0.144 9	189.17	209.46	0.8243	0.111 8	188.77	208.89	0.8057
40	0.150 2	194.72	215.75	0.8447	0.116 0	194.35	215.23	0.8263
50	0.155 3	200.38	222.12	0.8648	0.120 1	200.02	221.64	0.8464
60	0.160 5	206.08	228.55	0.8844	0.124 1	205.78	228.12	0.8662
80	0.170 7	217.74	241.64	0.9225	0.132 2	217.47	241.27	0.9045
100	0.180 9	229.67	255.00	0.9593	0.140 2	229.45	254.69	0.9414
	0.20 MPa (T_{sat} = −12.53°C)				**0.24 MPa (T_{sat} = −7.42°C)**			
Sat.	0.083 5	165.37	182.07	0.7035	0.070 3	167.45	184.32	0.7004
0	0.088 6	172.08	189.08	0.7325	0.072 9	171.49	188.99	0.7177
10	0.092 6	177.50	196.02	0.7548	0.076 3	176.98	195.29	0.7404
20	0.096 4	183.00	202.28	0.7766	0.079 6	182.53	201.63	0.7624
30	0.100 2	188.56	208.60	0.7978	0.082 8	188.14	208.01	0.7838
40	0.104 0	194.17	214.97	0.8184	0.086 0	193.80	214.44	0.8047
50	0.107 7	199.86	221.40	0.8387	0.089 2	199.51	220.92	0.8251
60	0.111 4	205.62	227.90	0.8585	0.092 3	205.31	227.46	0.8450
80	0.118 7	217.35	241.09	0.8969	0.098 5	217.07	240.71	0.8836
100	0.125 9	229.35	254.53	0.9339	0.104 5	229.12	254.20	0.9208
120	0.133 1	241.59	268.21	0.9696	0.110 5	241.41	267.93	0.9566

TABLA A-13
(Continuación)

Temp. °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	0.28 MPa (T_{sat} = −2.93°C)				**0.32 MPa (T_{sat} = 1.11°C)**			
Sat.	0.060 76	169.26	186.27	0.6980	0.053 51	170.88	188.00	0.6960
0	0.061 66	170.89	188.15	0.7049				
10	0.064 64	176.45	194.55	0.7279	0.055 90	175.90	193.79	0.7167
20	0.067 55	182.06	200.97	0.7502	0.058 52	181.57	200.30	0.7393
30	0.070 40	187.71	207.42	0.7718	0.061 06	187.28	206.82	0.7612
40	0.073 19	193.42	213.91	0.7928	0.063 55	193.02	213.36	0.7824
50	0.075 94	199.18	220.44	0.8134	0.066 00	198.82	219.94	0.8031
60	0.078 65	205.00	227.02	0.8334	0.068 41	204.68	226.57	0.8233
80	0.083 99	216.82	240.34	0.8722	0.073 14	216.55	239.96	0.8623
100	0.089 24	228.29	253.88	0.9095	0.077 78	228.66	253.55	0.8997
120	0.094 43	241.21	267.65	0.9455	0.082 36	241.00	267.36	0.9358
	0.40 MPa (T_{sat} = 8.15°C)				**0.50 MPa (T_{sat} = 15.60°C)**			
Sat.	0.043 21	173.69	190.97	0.6928	0.034 82	176.61	194.02	0.6899
10	0.043 63	174.76	192.21	0.6972				
20	0.045 84	180.57	198.91	0.7204	0.035 65	179.26	197.08	0.7004
30	0.047 97	186.39	205.58	0.7428	0.037 46	185.23	203.96	0.7235
40	0.050 05	192.23	212.25	0.7645	0.039 22	191.20	210.81	0.7457
50	0.052 07	198.11	218.94	0.7855	0.040 91	197.19	217.64	0.7672
60	0.054 06	204.03	225.65	0.8060	0.042 57	203.20	224.48	0.7881
80	0.057 91	216.03	239.19	0.8454	0.045 78	215.32	238.21	0.8281
100	0.061 73	228.20	252.89	0.8831	0.048 89	227.61	252.05	0.8662
120	0.065 46	240.61	266.79	0.9194	0.051 93	240.10	266.06	0.9028
140	0.069 13	253.23	280.88	0.9544	0.054 92	252.77	280.23	0.9379
	0.60 MPa (T_{sat} = 22.00°C)				**0.70 MPa (T_{sat} = 27.65°C)**			
Sat.	0.029 13	179.09	196.57	0.6878	0.025 01	181.23	198.74	0.6860
30	0.030 42	184.01	202.26	0.7068	0.025 35	182.72	200.46	0.6917
40	0.031 97	190.13	209.31	0.7297	0.026 76	189.00	207.73	0.7153
50	0.033 45	196.23	216.30	0.7516	0.028 10	195.23	214.90	0.7378
60	0.034 89	202.34	223.27	0.7729	0.029 39	201.45	222.02	0.7595
80	0.037 65	214.61	237.20	0.8135	0.031 84	213.88	236.17	0.8008
100	0.040 32	227.01	251.20	0.8520	0.034 19	226.40	250.33	0.8398
120	0.042 91	239.57	265.32	0.8889	0.036 46	239.05	264.57	0.8769
140	0.045 45	252.31	279.58	0.9243	0.038 67	251.85	278.92	0.9125
160	0.047 94	265.25	294.01	0.9584	0.040 85	264.83	293.42	0.9468

TABLA A-13
(Continuación)

Temp. °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	0.80 MPa (T_{sat} = 32.74°C)				**0.90 MPa (T_{sat} = 37.37°C)**			
Sat.	0.021 88	183.13	200.63	0.6845	0.019 42	184.81	202.29	0.6832
40	0.022 83	187.81	206.07	0.7021	0.019 74	186.55	204.32	0.6897
50	0.024 07	194.19	213.45	0.7253	0.020 91	193.10	211.92	0.7136
60	0.025 25	200.52	220.72	0.7474	0.022 01	199.56	219.37	0.7363
80	0.027 48	213.13	235.11	0.7894	0.024 07	212.37	234.03	0.7790
100	0.029 59	225.77	249.44	0.8289	0.026 01	225.13	248.54	0.8190
120	0.031 62	238.51	263.81	0.8664	0.027 85	237.97	263.03	0.8569
140	0.033 59	251.39	278.26	0.9022	0.029 64	250.90	277.58	0.8930
160	0.035 52	264.41	292.83	0.9367	0.031 38	263.99	292.23	0.9276
180	0.037 42	277.60	307.54	0.9699	0.033 09	277.23	307.01	0.9609
	1.0 MPa (T_{sat} = 41.64°C)				**1.2 MPa (T_{sat} = 49.31°C)**			
Sat.	0.017 44	186.32	203.76	0.6820	0.014 41	188.95	206.24	0.6799
50	0.018 37	191.95	210.32	0.7026	0.014 48	189.43	206.81	0.6816
60	0.019 41	198.56	217.97	0.7259	0.015 46	196.41	214.96	0.7065
80	0.021 34	211.57	232.91	0.7695	0.017 22	209.91	230.57	0.7520
100	0.023 13	224.48	247.61	0.8100	0.018 81	223.13	245.70	0.7937
120	0.024.84	237.41	262.25	0.8482	0.020 30	236.27	260.53	0.8326
140	0.026 47	250.43	276.90	0.8845	0.021 72	249.45	275.51	0.8696
160	0.028 07	263.56	291.63	0.9193	0.023 09	263.70	290.41	0.9048
180	0.029 63	276.84	306.47	0.9528	0.024 43	276.05	305.37	0.9385
200	0.031 16	290.26	321.42	0.9851	0.025 74	289.55	320.44	0.9711
	1.4 MPa (T_{sat} = 56.09°C)				**1.6 MPa (T_{sat} = 62.19°C)**			
Sat.	0.012 22	191.11	208.22	0.6778	0.01054	192.95	209.81	0.6758
60	0.012 58	194.00	211.61	0.6881				
80	0.014 25	208.11	228.06	0.7360	0.011 98	206.17	225.34	0.7209
100	0.015 71	221.70	243.69	0.7791	0.013 37	220.19	241.58	0.7656
120	0.017 05	235.09	258.96	0.8189	0.014 61	233.84	257.22	0.8065
140	0.018 32	248.43	274.08	0.8564	0.015 77	247.38	272.61	0.8447
160	0.019 54	261.80	289.16	0.8921	0.016 86	260.90	287.88	0.8808
180	0.020 71	275.27	304.26	0.9262	0.017 92	274.47	303.14	0.9152
200	0.021 86	288.84	319.44	0.9589	0.018 95	288.11	318.43	0.9482
220	0.022 99	302.51	334.70	0.9905	0.019 96	301.84	333.78	0.9800

FIGURA A-14

Diagrama *P-h* para el refrigerante 12. (El freón 12 es la marca comercial de du Pont para el refrigerante 12. Copyright E.I. du Pont de Nemours & Company; utilizada con permiso.)

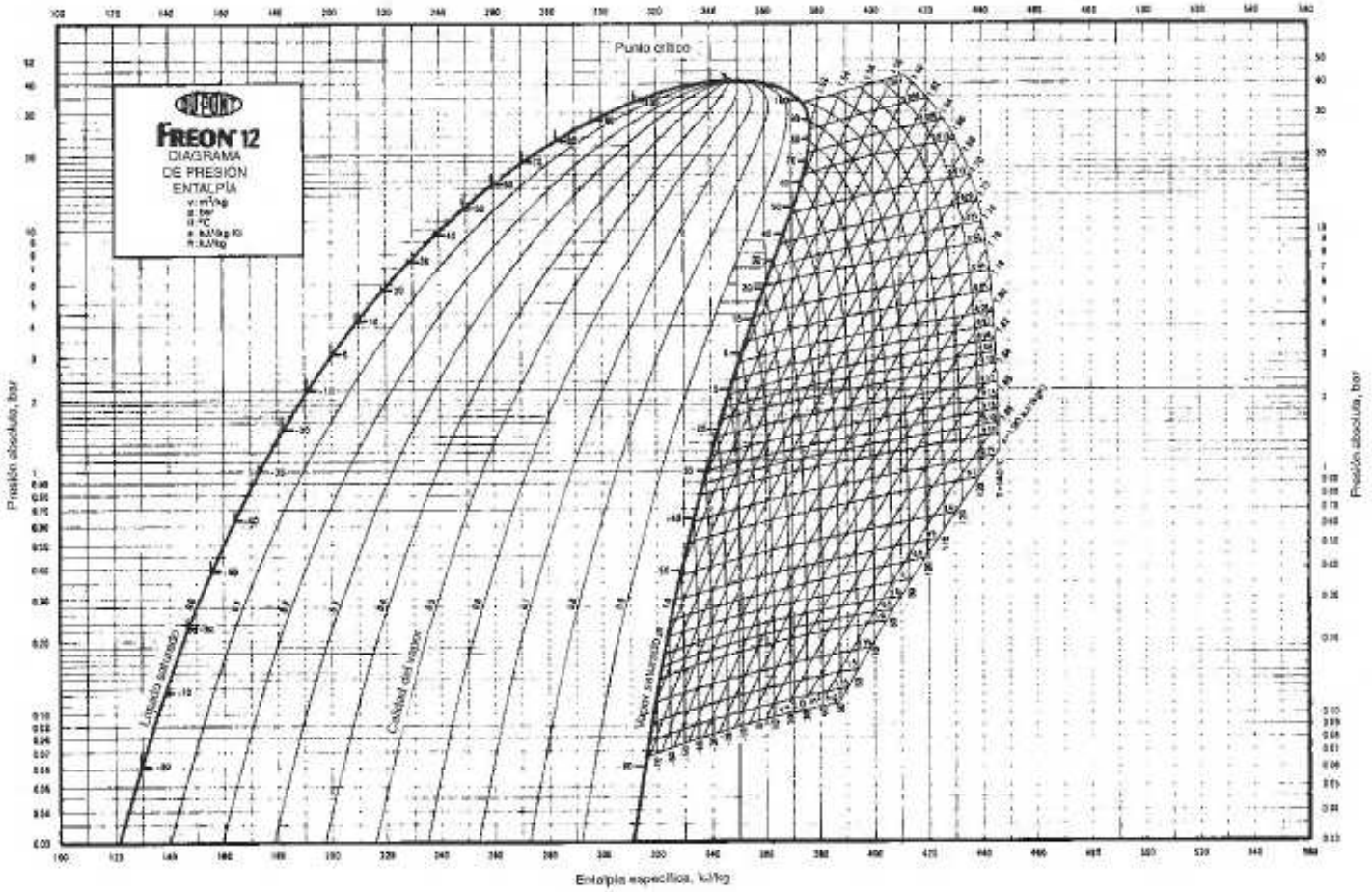


TABLA A-15a
Refrigerante 134a saturado - Tabla de temperatura

		Volumen específico m³/kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)	
Temp. °C T	Pres MPa P_{sat}	Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g
−40	0.051 64	0.000 705 5	0.3569	−0.04	204.45	0.00	222.88	222.88	0.0000	0.9560
−36	0.063 32	0.000 711 3	0.2947	4.68	206.73	4.73	220.67	225.40	0.0201	0.9506
−32	0.077 04	0.000 717 2	0.2451	9.47	209.01	9.52	218.37	227.90	0.0401	0.9456
−28	0.093 05	0.000 723 3	0.2052	14.31	211.29	14.37	216.01	230.38	0.0600	0.9411
−26	0.101 99	0.000 726 5	0.1882	16.75	212.43	16.82	214.80	231.62	0.0699	0.9390
−24	0.111 60	0.000 729 6	0.1728	19.21	213.57	19.29	213.57	232.85	0.0798	0.9370
−22	0.121 92	0.000 732 8	0.1590	21.68	214.70	21.77	212.32	234.08	0.0897	0.9351
−20	0.132 99	0.000 736 1	0.1464	24.17	215.84	24.26	211.05	235.31	0.0996	0.9332
−18	0.144 83	0.000 739 5	0.1350	26.67	216.97	26.77	209.76	236.53	0.1094	0.9315
−16	0.157 48	0.000 742 8	0.1247	29.18	218.10	29.30	208.45	237.74	0.1192	0.9298
−12	0.185 40	0.000 749 8	0.1068	34.25	220.36	34.39	205.77	240.15	0.1388	0.9267
−8	0.217 04	0.000 756 9	0.0919	39.38	222.60	39.54	203.00	242.54	0.1583	0.9239
−4	0.252 74	0.000 764 4	0.0794	44.56	224.84	44.75	200.15	244.90	0.1777	0.9213
0	0.292 82	0.000 772 1	0.0689	49.79	227.06	50.02	197.21	247.23	0.1970	0.9190
4	0.337 65	0.000 780 1	0.0600	55.08	229.27	55.35	194.19	249.53	0.2162	0.9169
8	0.387 56	0.000 788 4	0.0525	60.43	231.46	60.73	191.07	251.80	0.2354	0.9150
12	0.442 94	0.000 797 1	0.0460	65.83	233.63	66.18	187.85	254.03	0.2545	0.9132
16	0.504 16	0.000 806 2	0.0405	71.29	235.78	71.69	184.52	256.22	0.2735	0.9116
20	0.571 60	0.000 815 7	0.0358	76.80	237.91	77.26	181.09	258.36	0.2924	0.9102
24	0.645 66	0.000 825 7	0.0317	82.37	240.01	82.90	177.55	260.45	0.3113	0.9089
26	0.685 30	0.000 830 9	0.0298	85.18	241.05	85.75	175.73	261.48	0.3208	0.9082
28	0.726 75	0.000 836 2	0.0281	88.00	242.08	88.61	173.89	262.50	0.3302	0.9076
30	0.770 06	0.000 841 7	0.0265	90.84	243.10	91.49	172.00	263.50	0.3396	0.9070
32	0.815 28	0.000 847 3	0.0250	93.70	244.12	94.39	170.09	264.48	0.3490	0.9064
34	0.862 47	0.000 853 0	0.0236	96.58	245.12	97.31	168.14	265.45	0.3584	0.9058
36	0.911 68	0.000 859 0	0.0223	99.47	246.11	100.25	166.15	266.40	0.3678	0.9053
38	0.962 98	0.000 865 1	0.0210	102.38	247.09	103.21	164.12	267.33	0.3772	0.9047
40	1.016 4	0.000 871 4	0.0199	105.30	248.06	106.19	162.05	268.24	0.3866	0.9041
42	1.072 0	0.000 878 0	0.0188	108.25	249.02	109.19	159.94	269.14	0.3960	0.9035
44	1.129 9	0.000 884 7	0.0177	111.22	249.96	112.22	157.79	270.01	0.4054	0.9030
48	1.252 6	0.000 898 9	0.0159	117.22	251.79	118.35	153.33	271.68	0.4243	0.9017
52	1.385 1	0.000 914 2	0.0142	123.31	253.55	124.58	148.66	273.24	0.4432	0.9004
56	1.527 8	0.000 930 8	0.0127	129.51	255.23	130.93	143.75	274.68	0.4622	0.8990
60	1.681 3	0.000 948 8	0.0114	135.82	256.81	137.42	138.57	275.99	0.4814	0.8973
70	2.116 2	0.001 002 7	0.0086	152.22	260.15	154.34	124.08	278.43	0.5302	0.8918
80	2.632 4	0.001 076 6	0.0064	169.88	262.14	172.71	106.41	279.12	0.5814	0.8827
90	3.243 5	0.001 194 9	0.0046	189.82	261.34	193.69	82.63	276.32	0.6380	0.8655
100	3.974 2	0.001 544 3	0.0027	218.60	248.49	224.74	34.40	259.13	0.7196	0.8117

Fuente: Las tablas A-15 y A-16 se adaptaron de M.J. Moran y H.N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2a. ed., Wiley, Nueva York, 1992, pp. 710-715. Basadas originalmente en ecuaciones de D.P. Wilson y R.S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid-Refrigerant 134a," *ASHRAE Trans.*, Vol. 94, Pt.2, 1988, pp. 2095-2118.

TABLA A-15*b*

Refrigerante 134a saturado - Tabla de presión

		Volumen específico m³/kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)	
Pres. MPa P	**Temp. °C** T_{sat}	**Líquido sat.** v_f	**Vapor sat.** v_g	**Líquido sat.** u_f	**Vapor sat.** u_g	**Líquido sat.** h_f	**Evap.** h_{fg}	**Vapor sat.** h_g	**Líquido sat.** s_f	**Vapor sat.** s_g
0.06	−37.07	0.000 709 7	0.3100	3.41	206.12	3.46	221.27	224.72	0.0147	0.9520
0.08	−31.21	0.000 718 4	0.2366	10.41	209.46	10.47	217.92	228.39	0.0440	0.9447
0.10	−26.43	0.000 725 8	0.1917	16.22	212.18	16.29	215.06	231.35	0.0678	0.9395
0.12	−22.36	0.000 732 3	0.1614	21.23	214.50	21.32	212.54	233.86	0.0879	0.9354
0.14	−18.80	0.000 738 1	0.1395	25.66	216.52	25.77	210.27	236.04	0.1055	0.9322
0.16	−15.62	0.000 743 5	0.1229	29.66	218.32	29.78	208.18	237.97	0.1211	0.9295
0.18	−12.73	0.000 748 5	0.1098	33.31	219.94	33.45	206.26	239.71	0.1352	0.9273
0.20	−10.09	0.000 753 2	0.0993	36.69	221.43	36.84	204.46	241.30	0.1481	0.9253
0.24	−5.37	0.000 761 8	0.0834	42.77	224.07	42.95	201.14	244.09	0.1710	0.9222
0.28	−1.23	0.000 769 7	0.0719	48.18	226.38	48.39	198.13	246.52	0.1911	0.9197
0.32	2.48	0.000 777 0	0.0632	53.06	228.43	53.31	195.35	248.66	0.2089	0.9177
0.36	5.84	0.000 783 9	0.0564	57.54	230.28	57.82	192.76	250.58	0.2251	0.9160
0.4	8.93	0.000 790 4	0.0509	61.69	231.97	62.00	190.32	252.32	0.2399	0.9145
0.5	15.74	0.000 805 6	0.0409	70.93	235.64	71.33	184.74	256.07	0.2723	0.9117
0.6	21.58	0.000 819 6	0.0341	78.99	238.74	79.48	179.71	259.19	0.2999	0.9097
0.7	26.72	0.000 832 8	0.0292	86.19	241.42	86.78	175.07	261.85	0.3242	0.9080
0.8	31.33	0.000 845 4	0.0255	92.75	243.78	93.42	170.73	264.15	0.3459	0.9066
0.9	35.53	0.000 857 6	0.0226	98.79	245.88	99.56	166.62	266.18	0.3656	0.9054
1.0	39.39	0.000 869 5	0.0202	104.42	247.77	105.29	162.68	267.97	0.3838	0.9043
1.2	46.32	0.000 892 8	0.0166	114.69	251.03	115.76	155.23	270.99	0.4164	0.9023
1.4	52.43	0.000 915 9	0.0140	123.98	253.74	125.26	148.14	273.40	0.4453	0.9003
1.6	57.92	0.000 939 2	0.0121	132.52	256.00	134.02	141.31	275.33	0.4714	0.8982
1.8	62.91	0.000 963 1	0.0105	140.49	257.88	142.22	134.60	276.83	0.4954	0.8959
2.0	67.49	0.000 987 8	0.0093	148.02	259.41	149.99	127.95	277.94	0.5178	0.8934
2.5	77.59	0.001 056 2	0.0069	165.48	261.84	168.12	111.06	279.17	0.5687	0.8854
3.0	86.22	0.001 141 6	0.0053	181.88	262.16	185.30	92.71	278.01	0.6156	0.8735

TABLA A-16
Refrigerante 134a sobrecalentado

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	P = 0.06 MPa (T_{sat} = −37.07°C)				P = 0.10 MPa (T_{sat} = −26.43°C)			
Sat.	0.31003	206.12	224.72	0.9520	0.19170	212.18	231.35	0.9395
−20	0.33536	217.86	237.98	1.0062	0.19770	216.77	236.54	0.9602
−10	0.34992	224.97	245.96	1.0371	0.20686	224.01	244.70	0.9918
0	0.36433	232.24	254.10	1.0675	0.21587	231.41	252.99	1.0227
10	0.37861	239.69	262.41	1.0973	0.22473	238.96	261.43	1.0531
20	0.39279	247.32	270.89	1.1267	0.23349	246.67	270.02	1.0829
30	0.40688	255.12	279.53	1.1557	0.24216	254.54	278.76	1.1122
40	0.42091	263.10	288.35	1.1844	0.25076	262.58	287.66	1.1411
50	0.43487	271.25	297.34	1.2126	0.25930	270.79	296.72	1.1696
60	0.44879	279.58	306.51	1.2405	0.26779	279.16	305.94	1.1977
70	0.46266	288.08	315.84	1.2681	0.27623	287.70	315.32	1.2254
80	0.47650	296.75	325.34	1.2954	0.28464	296.40	324.87	1.2528
90	0.49031	305.58	335.00	1.3224	0.29302	305.27	334.57	1.2799
	P = 0.14 MPa (T_{sat} = −18.80°C)				P = 0.18 MPa (T_{sat} = −12.73°C)			
Sat.	0.13945	216.52	236.04	0.9322	0.10983	219.94	239.71	0.9273
−10	0.14549	223.03	243.40	0.9606	0.11135	222.02	242.06	0.9362
0	0.15219	230.55	251.86	0.9922	0.11678	229.67	250.69	0.9684
10	0.15875	238.21	260.43	1.0230	0.12207	237.44	259.41	0.9998
20	0.16520	246.01	269.13	1.0532	0.12723	245.33	268.23	1.0304
30	0.17155	253.96	277.97	1.0828	0.13230	253.36	277.17	1.0604
40	0.17783	262.06	286.96	1.1120	0.13730	261.53	286.24	1.0898
50	0.18404	270.32	296.09	1.1407	0.14222	269.85	295.45	1.1187
60	0.19020	278.74	305.37	1.1690	0.14710	278.31	304.79	1.1472
70	0.19633	287.32	314.80	1.1969	0.15193	286.93	314.28	1.1753
80	0.20241	296.06	324.39	1.2244	0.15672	295.71	323.92	1.2030
90	0.20846	304.95	334.14	1.2516	0.16148	304.63	333.70	1.2303
100	0.21449	314.01	344.04	1.2785	0.16622	313.72	343.63	1.2573
	P = 0.20 MPa (T_{sat} = −10.09°C)				P = 0.24 MPa (T_{sat} = −5.37°C)			
Sat.	0.09933	221.43	241.30	0.9253	0.08343	224.07	244.09	0.9222
−10	0.09938	221.50	241.38	0.9256				
0	0.10438	229.23	250.10	0.9582	0.08574	228.31	248.89	0.9399
10	0.10922	237.05	258.89	0.9898	0.08993	236.26	257.84	0.9721
20	0.11394	244.99	267.78	1.0206	0.09399	244.30	266.85	1.0034
30	0.11856	253.06	276.77	1.0508	0.09794	252.45	275.95	1.0339
40	0.12311	261.26	285.88	1.0804	0.10181	260.72	285.16	1.0637
50	0.12758	269.61	295.12	1.1094	0.10562	269.12	294.47	1.0930
60	0.13201	278.10	304.50	1.1380	0.10937	277.67	303.91	1.1218
70	0.13639	286.74	314.02	1.1661	0.11307	286.35	313.49	1.1501
80	0.14073	295.53	323.68	1.1939	0.11674	295.18	323.19	1.1780
90	0.14504	304.47	333.48	1.2212	0.12037	304.15	333.04	1.2055
100	0.14932	313.57	343.43	1.2483	0.12398	313.27	343.03	1.2326

TABLA A-16
(Continuación)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	P = 0.28 MPa (T_{sat} = −1.23°C)				P = 0.32 MPa (T_{sat} = 2.48°C)			
Sat.	0.07193	226.38	246.52	0.9197	0.06322	228.43	248.66	0.9177
0	0.07240	227.37	247.64	0.9238				
10	0.07613	235.44	256.76	0.9566	0.06576	234.61	255.65	0.9427
20	0.07972	243.59	265.91	0.9883	0.06901	242.87	264.95	0.9749
30	0.08320	251.83	275.12	1.0192	0.07214	251.19	274.28	1.0062
40	0.08660	260.17	284.42	1.0494	0.07518	259.61	283.67	1.0367
50	0.08992	268.64	293.81	1.0789	0.07815	268.14	293.15	1.0665
60	0.09319	277.23	303.32	1.1079	0.08106	276.79	302.72	1.0957
70	0.09641	285.96	312.95	1.1364	0.08392	285.56	312.41	1.1243
80	0.09960	294.82	322.71	1.1644	0.08674	294.46	322.22	1.1525
90	0.10275	303.83	332.60	1.1920	0.08953	303.50	332.15	1.1802
100	0.10587	312.98	342.62	1.2193	0.09229	312.68	342.21	1.2076
110	0.10897	322.27	352.78	1.2461	0.09503	322.00	352.40	1.2345
120	0.11205	331.71	363.08	1.2727	0.09774	331.45	362.73	1.2611
	P = 0.40 MPa (T_{sat} = 8.93°C)				P = 0.50 MPa (T_{sat} = 15.74°C)			
Sat.	0.05089	231.97	252.32	0.9145	0.04086	235.64	256.07	0.9117
10	0.05119	232.87	253.35	0.9182				
20	0.05397	241.37	262.96	0.9515	0.04188	239.40	260.34	0.9264
30	0.05662	249.89	272.54	0.8937	0.04416	248.20	270.28	0.9597
40	0.05917	258.47	282.14	1.0148	0.04633	256.99	280.16	0.9918
50	0.06164	267.13	291.79	1.0452	0.04842	265.83	290.04	1.0229
60	0.06405	275.89	301.51	1.0748	0.05043	274.73	299.95	1.0531
70	0.06641	284.75	311.32	1.1038	0.05240	283.72	309.92	1.0825
80	0.06873	293.73	321.23	1.1322	0.05432	292.80	319.96	1.1114
90	0.07102	302.84	331.25	1.1602	0.05620	302.00	330.10	1.1397
100	0.07327	312.07	341.38	1.1878	0.05805	311.31	340.33	1.1675
110	0.07550	321.44	351.64	1.2149	0.05988	320.74	350.68	1.1949
120	0.07771	330.94	362.03	1.2417	0.06168	330.30	361.14	1.2218
130	0.07991	340.58	372.54	1.2681	0.06347	339.98	371.72	1.2484
140	0.08208	350.35	383.18	1.2941	0.06524	349.79	382.42	1.2746

TABLA A-2
Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes
a) A 300 K

Gas	Fórmula	Constante de gas R kJ/(kg · K)	C_{p0} kJ/(kg · K)	C_{v0} kJ/(kg · K)	k
Aire	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argón	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butano	C_4H_{10}	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Dióxido de carbono	CO_2	0.1889	0.846	0.657	1.289
Monóxido de carbono	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Etano	C_2H_6	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Etileno	C_2H_4	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helio	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hidrógeno	H_2	4.1240	14.307	10.183	1.405
Metano	CH_4	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Neón	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrógeno	N_2	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octano	C_8H_{18}	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxígeno	O_2	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propano	C_3H_8	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Vapor	H_2O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodinamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1986, p. 687, tabla A.8SI.

TABLA A-16
(Continuación)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	P = 0.60 MPa (T_{sat} = 21.58°C)				P = 0.70 MPa (T_{sat} = 26.72°C)			
Sat.	0.03408	238.74	259.19	0.9097	0.02918	241.42	261.85	0.9080
30	0.03581	246.41	267.89	0.9388	0.02979	244.51	265.37	0.9197
40	0.03774	255.45	278.09	0.9719	0.03157	253.83	275.93	0.9539
50	0.03958	264.48	288.23	1.0037	0.03324	263.08	286.35	0.9867
60	0.04134	273.54	298.35	1.0346	0.03482	272.31	296.69	1.0182
70	0.04304	282.66	308.48	1.0645	0.03634	281.57	307.01	1.0487
80	0.04469	291.86	318.67	1.0938	0.03781	290.88	317.35	1.0784
90	0.04631	301.14	328.93	1.1225	0.03924	300.27	327.74	1.1074
100	0.04790	310.53	339.27	1.1505	0.04064	309.74	338.19	1.1358
110	0.04946	320.03	349.70	1.1781	0.04201	319.31	348.71	1.1637
120	0.05099	329.64	360.24	1.2053	0.04335	328.98	359.33	1.1910
130	0.05251	339.38	370.88	1.2320	0.04468	338.76	370.04	1.2179
140	0.05402	349.23	381.64	1.2584	0.04599	348.66	380.86	1.2444
150	0.05550	359.21	392.52	1.2844	0.04729	358.68	391.79	1.2706
160	0.05698	369.32	403.51	1.3100	0.04857	368.82	402.82	1.2963
	P = 0.80 MPa (T_{sat} = 31.33°C)				P = 0.90 MPa (T_{sat} = 35.53°C)			
Sat.	0.02547	243.78	264.15	0.9066	0.02255	245.88	266.18	0.9054
40	0.02691	252.13	273.66	0.9374	0.02325	250.32	271.25	0.9217
50	0.02846	261.62	284.39	0.9711	0.02472	260.09	282.34	0.9566
60	0.02992	271.04	294.98	1.0034	0.02609	269.72	293.21	0.9897
70	0.03131	280.45	305.50	1.0345	0.02738	279.30	303.94	1.0214
80	0.03264	289.89	316.00	1.0647	0.02861	288.87	314.62	1.0521
90	0.03393	299.37	326.52	1.0940	0.02980	298.46	325.28	1.0819
100	0.03519	308.93	337.08	1.1227	0.03095	308.11	335.96	1.1109
110	0.03642	318.57	347.71	1.1508	0.03207	317.82	346.68	1.1392
120	0.03762	328.31	358.40	1.1784	0.03316	327.62	357.47	1.1670
130	0.03881	338.14	369.19	1.2055	0.03423	337.52	368.33	1.1943
140	0.03997	348.09	380.07	1.2321	0.03529	347.51	379.27	1.2211
150	0.04113	358.15	391.05	1.2584	0.03633	357.61	390.31	1.2475
160	0.04227	368.32	402.14	1.2843	0.03736	367.82	401.44	1.2735
170	0.04340	378.61	413.33	1.3098	0.03838	378.14	412.68	1.2992
180	0.04452	389.02	424.63	1.3351	0.03939	388.57	424.02	1.3245

TABLA A-16
(Continuación)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	P = 1.00 MPa (T_{sat} = 39.39°C)				P = 1.20 MPa (T_{sat} = 46.32°C)			
Sat.	0.02020	247.77	267.97	0.9043	0.01663	251.03	270.99	0.9023
40	0.02029	248.39	268.68	0.9066				
50	0.02171	258.48	280.19	0.9428	0.01712	254.98	275.52	0.9164
60	0.02301	268.35	291.36	0.9768	0.01835	265.42	287.44	0.9527
70	0.02423	278.11	302.34	1.0093	0.01947	275.59	298.96	0.9868
80	0.02538	287.82	313.20	1.0405	0.02051	285.62	310.24	1.0192
90	0.02649	297.53	324.01	1.0707	0.02150	295.59	321.39	1.0503
100	0.02755	307.27	334.82	1.1000	0.02244	305.54	332.47	1.0804
110	0.02858	317.06	345.65	1.1286	0.02335	315.50	343.52	1.1096
120	0.02959	326.93	356.52	1.1567	0.02423	325.51	354.58	1.1381
130	0.03058	336.88	367.46	1.1841	0.02508	335.58	365.68	1.1660
140	0.03154	346.92	378.46	1.2111	0.02592	345.73	376.83	1.1933
150	0.03250	357.06	389.56	1.2376	0.02674	355.95	388.04	1.2201
160	0.03344	367.31	400.74	1.2638	0.02754	366.27	399.33	1.2465
170	0.03436	377.66	412.02	1.2895	0.02834	376.69	410.70	1.2724
180	0.03528	388.12	423.40	1.3149	0.02912	387.21	422.16	1.2980
	P = 1.40 MPa (T_{sat} = 52.43°C)				P = 1.60 MPa (T_{sat} = 57.92°C)			
Sat.	0.01405	253.74	273.40	0.9003	0.01208	256.00	275.33	0.8982
60	0.01495	262.17	283.10	0.9297	0.01233	258.48	278.20	0.9069
70	0.01603	272.87	295.31	0.9658	0.01340	269.89	291.33	0.9457
80	0.01701	283.29	307.10	0.9997	0.01435	280.78	303.74	0.9813
90	0.01792	293.55	318.63	1.0319	0.01521	291.39	315.72	1.0148
100	0.01878	303.73	330.02	1.0628	0.01601	301.84	327.46	1.0467
110	0.01960	313.88	341.32	1.0927	0.01677	312.20	339.04	1.0773
120	0.02039	324.05	352.59	1.1218	0.01750	322.53	350.53	1.1069
130	0.02115	334.25	363.86	1.1501	0.01820	332.87	361.99	1.1357
140	0.02189	344.50	375.15	1.1777	0.01887	343.24	373.44	1.1638
150	0.02262	354.82	386.49	1.2048	0.01953	353.66	384.91	1.1912
160	0.02333	365.22	397.89	1.2315	0.02017	364.15	396.43	1.2181
170	0.02403	375.71	409.36	1.2576	0.02080	374.71	407.99	1.2445
180	0.02472	386.29	420.90	1.2834	0.02142	385.35	419.62	1.2704
190	0.02541	396.96	432.53	1.3088	0.02203	396.08	431.33	1.2960
200	0.02608	407.73	444.24	1.3338	0.02263	406.90	443.11	1.3212

UNIVERSIDAD ... Biblioteca Central VALDIVIA

TABLA A-17
Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/(kg · K)
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.295 59
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.344 44
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.391 05
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.435 57
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.478 24
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.519 17
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.558 48
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.596 34
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.632 79
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.650 55
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.668 02
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.685 15
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.702 03
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.718 65
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.734 98
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.751 06
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.766 90
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.782 49
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.797 83
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.827 90
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.857 08
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.885 43
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.913 13
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.940 01
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.966 33
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.991 94
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.016 99
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.041 42
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.065 33
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.088 70
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.111 61
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.134 07
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.156 04
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.177 60
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.198 76
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.219 52
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.239 93
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.259 97
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.279 67
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.299 06
550	554.74	11.86	396.86	133.1	2.318 09
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.336 85
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.355 31
580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.373 48
590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.391 40
600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.409.02
610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.426 44
620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.443 56
630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.460 48
640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.477 16
650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.493 64
660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.509 85
670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.525 89
680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.541 75
690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.557 31
700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.572 77
710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.588 10
720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.603 19
730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.618 03
740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.632 80
750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.647 37
760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.661 76
780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.690 13
800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.717 87
820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.745 04
840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.771 70
860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.797 83
880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.823 44
900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.848 56
920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.873 24
940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.897 48
960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.921 28
980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.944 68
1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.967 70
1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.990 34
1040	1091.85	133.3	793.36	22.39	3.012 60
1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.034 49
1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.056 08
1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.077 32
1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.098 25
1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.118 83
1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.139 16
1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.159 16
1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.178 88
1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.198 34
1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.217 51

TABLA A-17
(Continuación)

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/(kg · K)	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/(kg · K)
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.236 38	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.523 64
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.255 10	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.538 79
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.273 45	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.553 81
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.291 60	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.568 67
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.309 59	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.583 35
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.327 24	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.344 74	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.362 00	1800	2003.3	1310	1487.2	3.944	3.6684
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.379 01	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.395 86	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.412 47	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.428 92	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.445 16	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.461 20	2100	2377.4	2559	1775.3	2.356	3.8605
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.477 12	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.492 76	2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.508 29	2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1983, pp. 785-786, tabla A-5M. Publicado originalmente en J.H. Keenan y J. Kaye, *Gas Tables*, Wiley, Nueva York, 1948.

TABLA A-18
Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0
220	6,391	4,562	182.639
230	6,683	4,770	183.938
240	6,975	4,979	185.180
250	7,266	5,188	186.370
260	7,558	5,396	187.514
270	7,849	5,604	188.614
280	8,141	5,813	189.673
290	8,432	6,021	190.695
298	8,669	6,190	191.502
300	8,723	6,229	191.682
310	9,014	6,437	192.638
320	9,306	6,645	193.562
330	9,597	6,853	194.459
340	9,888	7,061	195.328
350	10,180	7,270	196.173
360	10,471	7,478	196.995
370	10,763	7,687	197.794
380	11,055	7,895	198.572
390	11,347	8,104	199.331
400	11,640	8,314	200.071
410	11,932	8,523	200.794
420	12,225	8,733	201.499
430	12,518	8,943	202.189
440	12,811	9,153	202.863
450	13,105	9,363	203.523
460	13,399	9,574	204.170
470	13,693	9,786	204.803
480	13,988	9,997	205.424
490	14,285	10,210	206.033
500	14,581	10,423	206.630
510	14,876	10,635	207.216
520	15,172	10,848	207.792
530	15,469	11,062	208.358
540	15,766	11,277	208.914
550	16,064	11,492	209.461
560	16,363	11,707	209.999
570	16,662	11,923	210.528
580	16,962	12,139	211.049
590	17,262	12,356	211.562
600	17,563	12,574	212.066
610	17,864	12,792	212.564
620	18,166	13,011	213.055
630	18,468	13,230	213.541
640	18,772	13,450	214.018
650	19,075	13,671	214.489
660	19,380	13,892	214.954
670	19,685	14,114	215.413
680	19,991	14,337	215.866
690	20,297	14,560	216.314
700	20,604	14,784	216.756
710	20,912	15,008	217.192
720	21,220	15,234	217.624
730	21,529	15,460	218.059
740	21,839	15,686	218.472
750	22,149	15,913	218.889
760	22,460	16,141	219.301
770	22,772	16,370	219.709
780	23,085	16,599	220.113
790	23,398	16,830	220.512
800	23,714	17,061	220.907
810	24,027	17,292	221.298
820	24,342	17,524	221.684
830	24,658	17,757	222.067
840	24,974	17,990	222.447
850	25,292	18,224	222.822
860	25,610	18,459	223.194
870	25,928	18,695	223.562
880	26,248	18,931	223.927
890	26,568	19,168	224.288
900	26,890	19,407	224.647
910	27,210	19,644	225.002
920	27,532	19,883	225.353
930	27,854	20,122	225.701
940	28,178	20,362	226.047
950	28,501	20,603	226.389
960	28,826	20,844	226.728
970	29,151	21,086	227.064
980	29,476	21,328	227.398
990	29,803	21,571	227.728

TABLA A-18
(Continuación)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
1000	30,129	21,815	228.057	1760	56,227	41,594	247.396
1020	30,784	22,304	228.706	1780	56,938	42,139	247.798
1040	31,442	22,795	229.344	1800	57,651	42,685	248.195
1060	32,101	23,288	229.973	1820	58,363	43,231	248.589
1080	32,762	23,782	230.591	1840	59,075	43,777	248.979
1100	33,426	24,280	231.199	1860	59,790	44,324	249.365
1120	34,092	24,780	231.799	1880	60,504	44,873	249.748
1140	34,760	25,282	232.391	1900	61,220	45,423	250.128
1160	35,430	25,786	232.973	1920	61,936	45,973	250.502
1180	36,104	26,291	233.549	1940	62,654	46,524	250.874
1200	36,777	26,799	234.115	1960	63,381	47,075	251.242
1220	37,452	27,308	234.673	1980	64,090	47,627	251.607
1240	38,129	27,819	235.223	2000	64,810	48,181	251.969
1260	38,807	28,331	235.766	2050	66,612	49,567	252.858
1280	39,488	28,845	236.302	2100	68,417	50,957	253.726
1300	40,170	29,361	236.831	2150	70,226	52,351	254.578
1320	40,853	29,376	237.353	2200	72,040	53,749	255.412
1340	41,539	30,398	237.867	2250	73,856	55,149	256.227
1360	42,227	30,919	238.376	2300	75,676	56,553	257.027
1380	42,915	31,441	238.878	2350	77,496	57,958	257.810
1400	43,605	31,964	239.375	2400	79,320	59,366	258.580
1420	44,295	32,489	239.865	2450	81,149	60,779	259.332
1440	44,988	33,014	240.350	2500	82,981	62,195	260.073
1460	45,682	33,543	240.827	2550	84,814	63,613	260.799
1480	46,377	34,071	241.301	2600	86,650	65,033	261.512
1500	47,073	34,601	241.768	2650	88,488	66,455	262.213
1520	47,771	35,133	242.228	2700	90,328	67,880	262.902
1540	48,470	35,665	242.685	2750	92,171	69,306	263.577
1560	49,168	36,197	243.137	2800	94,014	70,734	264.241
1580	49,869	36,732	243.585	2850	95,859	72,163	264.895
1600	50,571	37,268	244.028	2900	97,705	73,593	265.538
1620	51,275	37,806	244.464	2950	99,556	75,028	266.170
1640	51,980	38,344	244.896	3000	101,407	76,464	266.793
1660	52,686	38,884	245.324	3050	103,260	77,902	267.404
1680	53,393	39,424	245.747	3100	105,115	79,341	268.007
1700	54,099	39,965	246.166	3150	106,972	80,782	268.601
1720	54,807	40,507	246.580	3200	108,830	82,224	269.186
1740	55,516	41,049	246.990	3250	110,690	83,668	269.763

Fuente: Las tablas A-18 a A-25 se adaptaron de Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed. Originalmente publicadas en JANAF, *Thermochemical Tablas*, NSRDS-NBS-37, 1971.

TABLA A-19

Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0	600	17,929	12,940	226.346
220	6,404	4,575	196.171	610	18,250	13,178	226.877
230	6,694	4,782	197.461	620	18,572	13,417	227.400
240	6,984	4,989	198.696	630	18,895	13,657	227.918
250	7,275	5,197	199.885	640	19,219	13,898	228.429
260	7,566	5,405	201.027	650	19,544	14,140	228.932
270	7,858	5,613	202.128	660	19,870	14,383	229.430
280	8,150	5,822	203.191	670	20,197	14,626	229.920
290	8,443	6,032	204.218	680	20,524	14,871	230.405
298	8,682	6,203	205.033	690	20,854	15,116	230.885
300	8,736	6,242	205.213	700	21,184	15,364	231.358
310	9,030	6,453	206.177	710	21,514	15,611	231.827
320	9,325	6,664	207.112	720	21,845	15,859	232.291
330	9,620	6,877	208.020	730	22,177	16,107	232.748
340	9,916	7,090	208.904	740	22,510	16,357	233.201
350	10,213	7,303	209.765	750	22,844	16,607	233.649
360	10,511	7,518	210.604	760	23,178	16,859	234.091
370	10,809	7,733	211.423	770	23,513	17,111	234.528
380	11,109	7,949	212.222	780	23,850	17,364	234.960
390	11,409	8,166	213.002	790	24,186	17,618	235.387
400	11,711	8,384	213.765	800	24,523	17,872	235.810
410	12,012	8,603	214.510	810	24,861	18,126	236.230
420	12,314	8,822	215.241	820	25,199	18,382	236.644
430	12,618	9,043	215.955	830	25,537	18,637	237.055
440	12,923	9,264	216.656	840	25,877	18,893	237.462
450	13,228	9,487	217.342	850	26,218	19,150	237.864
460	13,525	9,710	218.016	860	26,559	19,408	238.264
470	13,842	9,935	218.676	870	26,899	19,666	238.660
480	14,151	10,160	219.326	880	27,242	19,925	239.051
490	14,460	10,386	219.963	890	27,584	20,185	239.439
500	14,770	10,614	220.589	900	27,928	20,445	239.823
510	15,082	10,842	221.206	910	28,272	20,706	240.203
520	15,395	11,071	221.812	920	28,616	20,967	240.580
530	15,708	11,301	222.409	930	28,960	21,228	240.953
540	16,022	11,533	222.997	940	29,306	21,491	241.323
550	16,338	11,765	223.576	950	29,652	21,754	241.689
560	16,654	11,998	224.146	960	29,999	22,017	242.052
570	16,971	12,232	224.708	970	30,345	22,280	242.411
580	17,290	12,467	225.262	980	30,692	22,544	242.768
590	17,609	12,703	225.808	990	31,041	22,809	243.120

TABLA A-19
(Continuación)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
1000	31,389	23,075	243.471	1760	58,880	44,247	263.861
1020	32,088	23,607	244.164	1780	59,624	44,825	264.283
1040	32,789	24,142	244.844	1800	60,371	45,405	264.701
1060	33,490	24,677	245.513	1820	61,118	45,986	265.113
1080	34,194	25,214	246.171	1840	61,866	46,568	265.521
1100	34,899	25,753	246.818	1860	62,616	47,151	265.925
1120	35,606	26,294	247.454	1880	63,365	47,734	266.326
1140	36,314	26,836	248.081	1900	64,116	48,319	266.722
1160	37,023	27,379	248.698	1920	64,868	48,904	267.115
1180	37,734	27,923	249.307	1940	65,620	49,490	267.505
1200	38,447	28,469	249.906	1960	66,374	50,078	267.891
1220	39,162	29,018	250.497	1980	67,127	50,665	268.275
1240	39,877	29,568	251.079	2000	67,881	51,253	268.655
1260	40,594	30,118	251.653	2050	69,772	52,727	269.588
1280	41,312	30,670	252.219	2100	71,668	54,208	270.504
1300	42,033	31,224	252.776	2150	73,573	55,697	271.399
1320	42,753	31,778	253.325	2200	75,484	57,192	272.278
1340	43,475	32,334	253.868	2250	77,397	58,690	273.136
1360	44,198	32,891	254.404	2300	79,316	60,193	273.891
1380	44,923	33,449	254.932	2350	81,243	61,704	274.809
1400	45,648	34,008	255.454	2400	83,174	63,219	275.625
1420	46,374	34,567	255.968	2450	85,112	64,742	276.424
1440	47,102	35,129	256.475	2500	87,057	66,271	277.207
1460	47,831	35,692	256.978	2550	89,004	67,802	277.979
1480	48,561	36,256	257.474	2600	90,956	69,339	278.738
1500	49,292	36,821	257.965	2650	92,916	70,883	279.485
1520	50,024	37,387	258.450	2700	94,881	72,433	280.219
1540	50,756	37,952	258.928	2750	96,852	73,987	280.942
1560	51,490	38,520	259.402	2800	98,826	75,546	281.654
1580	52,224	39,088	259.870	2850	100,808	77,112	282.357
1600	52,961	39,658	260.333	2900	102,793	78,682	283.048
1620	53,696	40,227	260.791	2950	104,785	80,258	283.728
1640	54,434	40,799	261.242	3000	106,780	81,837	284.399
1660	55,172	41,370	261.690	3050	108,778	83,419	285.060
1680	55,912	41,944	262.132	3100	110,784	85,009	285.713
1700	56,652	42,517	262.571	3150	112,795	86,601	286.355
1720	57,394	43,093	263.005	3200	114,809	88,203	286.989
1740	58,136	43,669	263.435	3250	116,827	89,804	287.614

TABLA A-20

Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0	600	22,280	17,291	243.199
220	6,601	4,772	202.966	610	22,754	17,683	243.983
230	6,938	5,026	204.464	620	23,231	18,076	244.758
240	7,280	5,285	205.920	630	23,709	18,471	245.524
250	7,627	5,548	207.337	640	24,190	18,869	246.282
260	7,979	5,817	208.717	650	24,674	19,270	247.032
270	8,335	6,091	210.062	660	25,160	19,672	247.773
280	8,697	6,369	211.376	670	25,648	20,078	248.507
290	9,063	6,651	212.660	680	26,138	20,484	249.233
298	9,364	6,885	213.685	690	26,631	20,894	249.952
300	9,431	6,939	213.915	700	27,125	21,305	250.663
310	9,807	7,230	215.146	710	27,622	21,719	251.368
320	10,186	7,526	216.351	720	28,121	22,134	252.065
330	10,570	7,826	217.534	730	28,622	22,552	252.755
340	10,959	8,131	218.694	740	29,124	22,972	253.439
350	11,351	8,439	219.831	750	29,629	23,393	254.117
360	11,748	8,752	220.948	760	20,135	23,817	254.787
370	12,148	9,068	222.044	770	30,644	24,242	255.452
380	12,552	9,392	223.122	780	31,154	24,669	256.110
390	12,960	9,718	224.182	790	31,665	25,097	256.762
400	13,372	10,046	225.225	800	32,179	25,527	257.408
410	13,787	10,378	226.250	810	32,694	25,959	258.048
420	14,206	10,714	227.258	820	33,212	26,394	258.682
430	14,628	11,053	228.252	830	33,730	26,829	259.311
440	15,054	11,393	229.230	840	34,251	27,267	259.934
450	15,483	11,742	230.194	850	34,773	27,706	260.551
460	15,916	12,091	231.144	860	35,296	28,125	261.164
470	16,351	12,444	232.080	870	35,821	28,588	261.770
480	16,791	12,800	233.004	880	36,347	29,031	262.371
490	17,232	13,158	233.916	890	36,876	29,476	262.968
500	17,678	13,521	234.814	900	37,405	29,922	263.559
510	18,126	13,885	235.700	910	37,935	30,369	264.146
520	18,576	14,253	236.575	920	38,467	30,818	264.728
530	19,029	14,622	237.439	930	39,000	31,268	265.304
540	19,485	14,996	238.292	940	39,535	31,719	265.877
550	19,945	15,372	239.135	950	40,070	32,171	266.444
560	20,407	15,751	239.962	960	40,607	32,625	267.007
570	20,870	16,131	240.789	970	41,145	33,081	267.566
580	21,337	16,515	241.602	980	41,685	33,537	268.119
590	21,807	16,902	242.405	990	42,226	33,995	268.670

TABLA A-20
(Continuación)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
1000	42,769	34,455	269.215	1760	86,420	71,787	301.543
1020	43,859	35,378	270.293	1780	87,612	72,812	302.217
1040	44,953	36,306	271.354	1800	88,806	73,840	302.884
1060	46,051	37,238	272.400	1820	90,000	74,868	303.544
1080	47,153	38,174	273.430	1840	91,196	75,897	304.198
1100	48,258	39,112	274.445	1860	92,394	76,929	304.845
1120	49,369	40,057	275.444	1880	93,593	77,962	305.487
1140	50,484	41,006	276.430	1900	94,793	78,996	306.122
1160	51,602	41,957	277.403	1920	95,995	80,031	306.751
1180	52,724	42,913	278.361	1940	97,197	81,067	307.374
1200	53,848	43,871	279.307	1960	98,401	82,105	307.992
1220	54,977	44,834	280.238	1980	99,606	83,144	308.604
1240	56,108	45,799	281.158	2000	100,804	84,185	309.210
1260	57,244	46,768	282.066	2050	103,835	86,791	310.701
1280	58,381	47,739	282.962	2100	106,864	89,404	312.160
1300	59,522	48,713	283.847	2150	109,898	92,023	313.589
1320	60,666	49,691	284.722	2200	112,939	94,648	314.988
1340	61,813	50,672	285.586	2250	115,984	97,277	316.356
1360	62,963	51,656	286.439	2300	119,035	99,912	317.695
1380	64,116	52,643	287.283	2350	122,091	102,552	319.011
1400	65,271	53,631	288.106	2400	125,152	105,197	320.302
1420	66,427	54,621	288.934	2450	128,219	107,849	321.566
1440	67,586	55,614	289.743	2500	131,290	110,504	322.808
1460	68,748	56,609	290.542	2550	134,368	113,166	324.026
1480	66,911	57,606	291.333	2600	137,449	115,832	325.222
1500	71,078	58,606	292.114	2650	140,533	118,500	326.396
1520	72,246	59,609	292.888	2700	143,620	121,172	327.549
1540	73,417	60,613	292.654	2750	146,713	123,849	328.684
1560	74,590	61,620	294.411	2800	149,808	126,528	329.800
1580	76,767	62,630	295.161	2850	152,908	129,212	330.896
1600	76,944	63,741	295.901	2900	156,009	131,898	331.975
1620	78,123	64,653	296.632	2950	159,117	134,589	333.037
1640	79,303	65,668	297.356	3000	162,226	137,283	334.084
1660	80,486	66,592	298.072	3050	165,341	139,982	335.114
1680	81,670	67,702	298.781	3100	168,456	142,681	336.126
1700	82,856	68,721	299.482	3150	171,576	145,385	337.124
1720	84,043	69,742	300.177	3200	174,695	148,089	338.109
1740	85,231	70,764	300.863	3250	177,822	150,801	339.069

TABLA A-2

(Continuación)

b) A diversas temperaturas

Temperatura K	C_{p0} kJ/(kg·K)	C_{v0} kJ/(kg·K)	k	C_{p0} kJ/(kg·K)	C_{v0} kJ/(kg·K)	k	C_{p0} kJ/(kg·K)	C_{v0} kJ/(kg·K)	k
	Aire			Dióxido de carbono, CO_2			Monóxido de carbono, CO		
250	1.003	0.716	1.401	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400
300	1.005	0.718	1.400	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399
350	1.008	0.721	1.398	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398
400	1.013	0.726	1.395	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.395
450	1.020	0.733	1.391	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392
500	1.029	0.742	1.387	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387
550	1.040	0.753	1.381	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376
650	1.063	0.776	1.370	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370
700	1.075	0.788	1.364	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364
750	1.087	0.800	1.359	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358
800	1.099	0.812	1.354	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353
900	1.121	0.834	1.344	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343
1000	1.142	0.855	1.336	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335
	Hidrógeno, H_2			Nitrógeno, N_2			Oxígeno, O_2		
250	14.051	9.927	1.416	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398
300	14.307	10.183	1.405	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.395
350	14.427	10.302	1.400	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389
400	14.476	10.352	1.398	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382
450	14.501	10.377	1.398	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373
500	14.513	10.389	1.397	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365
550	14.530	10.405	1.396	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358
600	14.546	10.422	1.396	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350
650	14.571	10.447	1.395	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343
700	14.604	10.480	1.394	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337
750	14.645	10.521	1.392	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332
800	14.695	10.570	1.390	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327
900	14.822	10.698	1.385	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319
1000	14.983	10.859	1.380	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1983, p. 783, tabla A4M. Publicada originalmente en *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Circ. 564, 1955.

TABLA A-21

Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0	600	17,611	12,622	218.204
220	6,391	4,562	188.683	610	17,915	12,843	218.708
230	6,683	4,771	189.980	620	18,221	13,066	219.205
240	6,975	4,979	191.221	630	18,527	13,289	219.695
250	7,266	5,188	192.411	640	18,833	13,512	220.179
260	7,558	5,396	193.554	650	19,141	13,736	220.656
270	7,849	5,604	194.654	660	19,449	13,962	221.127
280	8,140	5,812	195.713	670	19,758	14,187	221.592
290	8,432	6,020	196.735	680	20,068	14,414	222.052
298	8,669	6,190	197.543	690	20,378	14,641	222.505
300	8,723	6,229	197.723	700	20,690	14,870	222.953
310	9,014	6,437	198.678	710	21,002	15,099	223.396
320	9,306	6,645	199.603	720	21,315	15,328	223.833
330	9,597	6,854	200.500	730	21,628	15,558	224.265
340	9,889	7,062	201.371	740	21,943	15,789	224.692
350	10,181	7,271	202.217	750	22,258	16,022	225.115
360	10,473	7,480	203.040	760	22,573	16,255	225.533
370	10,765	7,689	203.842	770	22,890	16,488	225.947
380	11,058	7,899	204.622	780	23,208	16,723	226.357
390	11,351	8,108	205.383	790	23,526	16,957	226.762
400	11,644	8,319	206.125	800	23,844	17,193	227.162
410	11,938	8,529	206.850	810	24,164	17,429	227.559
420	12,232	8,740	207.549	820	24,483	17,665	227.952
430	12,526	8,951	208.252	830	24,803	17,902	228.339
440	12,821	9,163	208.929	840	25,124	18,140	228.724
450	13,116	9,375	209.593	850	25,446	18,379	229.106
460	13,412	9,587	210.243	860	25,768	18,617	229.482
470	13,708	9,800	210.880	870	26,091	18,858	229.856
480	14,005	10,014	211.504	880	26,415	19,099	230.227
490	14,302	10,228	212.117	890	26,740	19,341	230.593
500	14,600	10,443	212.719	900	27,066	19,583	230.957
510	14,898	10,658	213.310	910	27,392	19,826	231.317
520	15,197	10,874	213.890	920	27,719	20,070	231.674
530	15,497	11,090	214.460	930	28,046	20,314	232.028
540	15,797	11,307	215.020	940	28,375	20,559	232.379
550	16,097	11,524	215.572	950	28,703	20,805	232.727
560	16,399	11,743	216.115	960	29,033	21,051	233.072
570	16,701	11,961	216.649	970	29,362	21,298	233.413
580	17,003	12,181	217.175	980	29,693	21,545	233.752
590	17,307	12,401	217.693	990	30,024	21,793	234.088

TABLA A-21
(Continuación)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
1000	30,355	22,041	234.421	1760	56,756	42,123	253.991
1020	31,020	22,540	235.079	1780	57,473	42,673	254.398
1040	31,688	23,041	235.728	1800	58,191	43,225	254.797
1060	32,357	23,544	236.364	1820	58,910	43,778	255.194
1080	33,029	24,049	236.992	1840	59,629	44,331	255.587
1100	33,702	24,557	237.609	1860	60,351	44,886	255.976
1120	34,377	25,065	238.217	1880	61,072	45,441	256.361
1140	35,054	25,575	238.817	1900	61,794	45,997	256.743
1160	35,733	26,088	239.407	1920	62,516	46,552	257.122
1180	36,406	26,602	239.989	1940	63,238	47,108	257.497
1200	37,095	27,118	240.663	1960	63,961	47,665	257.868
1220	37,780	27,637	241.128	1980	64,684	48,221	258.236
1240	38,466	28,426	241.686	2000	65,408	48,780	258.600
1260	39,154	28,678	242.236	2050	67,224	50,179	259.494
1280	39,844	29,201	242.780	2100	69,044	51,584	260.370
1300	40,534	29,725	243.316	2150	70,864	52,988	261.226
1320	41,226	30,251	243.844	2200	72,688	54,396	262.065
1340	41,919	30,778	244.366	2250	74,516	55,809	262.887
1360	42,613	31,306	244.880	2300	76,345	57,222	263.692
1380	43,309	31,836	245.388	2350	78,178	58,640	264.480
1400	44,007	32,367	245.889	2400	80,015	60,060	265.253
1420	44,707	32,900	246.385	2450	81,852	61,482	266.012
1440	45,408	33,434	246.876	2500	83,692	62,906	266.755
1460	46,110	33,971	247.360	2550	85,537	64,335	267.485
1480	46,813	34,508	247.839	2600	87,383	65,766	268.202
1500	47,517	35,046	248.312	2650	89,230	67,197	268.905
1520	48,222	35,584	248.778	2700	91,077	68,628	269.596
1540	48,928	36,124	249.240	2750	92,930	70,066	270.285
1560	49,635	36,665	249.695	1800	94,784	71,504	270.943
1580	50,344	37,207	250.147	2850	96,639	72,945	271.602
1600	51,053	37,750	250.592	2900	98,495	74,383	272.249
1620	51,763	38,293	251.033	2950	100,352	75,825	272.884
1640	52,472	38,837	251.470	3000	102,210	77,267	273.508
1660	53,184	39,382	251.901	3050	104,073	78,715	274.123
1680	53,895	39,927	252.329	3100	105,939	80,164	274.730
1700	54,609	40,474	252.751	3150	107,802	81,612	275.326
1720	55,323	41,023	253.169	3200	109,667	83,061	275.914
1740	56,039	41,572	253.582	3250	111,534	84,513	276.494

TABLA A-22

Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0
260	7,370	5,209	126.636
270	7,657	5,412	127.719
280	7,945	5,617	128.765
290	8,233	5,822	129.775
298	8,468	5,989	130.574
300	8,522	6,027	130.754
320	9,100	6,440	132.621
340	9,680	6,853	134.378
360	10,262	7,268	136.039
380	10,843	7,684	137.612
400	11,426	8,100	139.106
420	12,010	8,518	140.529
440	12,594	8,936	141.888
460	13,179	9,355	143.187
480	13,764	9,773	144.432
500	14,350	10,193	145.628
520	14,935	10,611	146.775
560	16,107	11,451	148.945
600	17,280	12,291	150.968
640	18,453	13,133	152.863
680	19,630	13,976	154.645
720	20,807	14,821	156.328
760	21,988	15,669	157.923
800	23,171	16,520	159.440
840	24,359	17,375	160.891
880	25,551	18,235	162.277
920	26,747	19,098	163.607
960	27,948	19,966	164.884
1000	29,154	20,839	166.114
1040	30,364	21,717	167.300
1080	31,580	22,601	168.449
1120	32,802	23,490	169.560
1160	34,028	24,384	170.636
1200	35,262	25,284	171.682
1240	36,502	26,192	172.698
1280	37,749	27,106	173.687
1320	39,002	28,027	174.652
1360	40,263	28,955	175.593
1400	41,530	29,889	176.510
1440	42,808	30,835	177.410
1480	44,091	31,786	178.291
1520	45,384	32,746	179.153
1560	46,683	33,713	179.995
1600	47,990	34,687	180.820
1640	49,303	35,668	181.632
1680	50,622	36,654	182.428
1720	51,947	37,646	183.208
1760	53,279	38,645	183.973
1800	54,618	39,652	184.724
1840	55,962	40,663	185.463
1880	57,311	41,680	186.190
1920	58,668	42,705	186.904
1960	60,031	43,735	187.607
2000	61,400	44,771	188.297
2050	63,119	46,074	189.148
2100	64,847	47,386	189.979
2150	66,584	48,708	190.796
2200	68,328	50,037	191.598
2250	70,080	51,373	192.385
2300	71,839	52,716	193.159
2350	73,608	54,069	193.921
2400	75,383	55,429	194.669
2450	77,168	56,798	195.403
2500	78,960	58,175	196.125
2550	80,755	59,554	196.837
2600	82,558	60,941	197.539
2650	84,368	62,335	198.229
2700	86,186	63,737	198.907
2750	88,008	65,144	199.575
2800	89,838	66,558	200.234
2850	91,671	67,976	200.885
2900	93,512	69,401	201.527
2950	95,358	70,831	202.157
3000	97,211	72,268	202.778
3050	99,065	73,707	203.391
3100	100,926	75,152	203.995
3150	102,793	76,604	204.592
3200	104,667	78,061	205.181
3250	106,545	79,523	205.765

TABLA A-23

Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0	600	20,402	15,413	212.920
220	7,295	5,466	178.576	610	20,765	15,693	213.529
230	7,628	5,715	180.054	620	21,130	15,975	214.122
240	7,961	5,965	181.471	630	21,495	16,257	214.707
250	8,294	6,215	182.831	640	21,862	16,541	215.285
260	8,627	6,466	184.139	650	22,230	16,826	215.856
270	8,961	6,716	185.399	660	22,600	17,112	216.419
280	9,296	6,968	186.616	670	22,970	17,399	216.976
290	9,631	7,219	187.791	680	23,342	17,688	217.527
298	9,904	7,425	188.720	690	23,714	17,978	218.071
300	9,966	7,472	188.928	700	24,088	18,268	218.610
310	10,302	7,725	190.030	710	24,464	18,561	219.142
320	10,639	7,978	191.098	720	24,840	18,854	219.668
330	10,976	8,232	192.136	730	25,218	19,148	220.189
340	11,314	8,487	193.144	740	25,597	19,444	220.707
350	11,652	8,742	194.125	750	25,977	19,741	221.215
360	11,992	8,998	195.081	760	26,358	20,039	221.720
370	12,331	9,255	196.012	770	26,741	20,339	222.221
380	12,672	9,513	196.920	780	27,125	20,639	222.717
390	13,014	9,771	197.807	790	27,510	20,941	223.207
400	13,356	10,030	198.673	800	27,896	21,245	223.693
410	13,699	10,290	199.521	810	28,284	21,549	224.174
420	14,043	10,551	200.350	820	28,672	21,855	224.651
430	14,388	10,813	201.160	830	29,062	22,162	225.123
440	14,734	11,075	201.955	840	29,454	22,470	225.592
450	15,080	11,339	202.734	850	29,846	22,779	226.057
460	15,428	11,603	203.497	860	30,240	23,090	226.517
470	15,777	11,869	204.247	870	30,635	23,402	226.973
480	16,126	12,135	204.982	880	31,032	23,715	227.426
490	16,477	12,403	205.705	890	31,429	24,029	227.875
500	16,828	12,671	206.413	900	31,828	24,345	228.321
510	17,181	12,940	207.112	910	32,228	24,662	228.763
520	17,534	13,211	207.799	920	32,629	24,980	229.202
530	17,889	13,482	208.475	930	33,032	25,300	229.637
540	18,245	13,755	209.139	940	33,436	25,621	230.070
550	18,601	14,028	209.795	950	33,841	25,943	230.499
560	18,959	14,303	210.440	960	34,247	26,265	230.924
570	19,318	14,579	211.075	970	34,653	26,588	231.347
580	19,678	14,856	211.702	980	35,061	26,913	231.767
590	20,039	15,134	212.320	990	35,472	27,240	232.184

TABLA A-23

(Continuación)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
1000	35,882	27,568	232.597	1760	70,535	55,902	258.151
1020	36,709	28,228	233.415	1780	71,523	56,723	258.708
1040	37,542	28,895	234.223	1800	72,513	57,547	259.262
1060	38,380	29,567	235.020	1820	73,507	58,375	259.811
1080	39,223	30,243	235.806	1840	74,506	59,207	260.357
1100	40,071	30,925	236.584	1860	75,506	60,042	260.898
1120	40,923	31,611	237.352	1880	76,511	60,880	261.436
1140	41,780	32,301	238.110	1900	77,517	61,720	261.969
1160	42,642	32,997	238.859	1920	78,527	62,564	262.497
1180	43,509	33,698	239.600	1940	79,540	63,411	263.022
1200	44,380	34,403	240.333	1960	80,555	64,259	263.542
1220	45,256	35,112	241.057	1980	81,573	65,111	264.059
1240	46,137	35,827	241.773	2000	82,593	65,965	264.571
1260	47,022	36,546	242.482	2050	85,156	68,111	265.838
1280	47,912	37,270	243.183	2100	87,735	70,275	267.081
1300	48,807	38,000	243.877	2150	90,330	72,454	268.301
1320	49,707	38,732	244.564	2200	92,940	74,649	269.500
1340	50,612	39,470	245.243	2250	95,562	76,855	270.679
1360	51,521	40,213	245.915	2300	98,199	79,076	271.839
1380	52,434	40,960	246.582	2350	100,846	81,308	272.978
1400	53,351	41,711	247.241	2400	103,508	83,553	274.098
1420	54,273	42,466	247.895	2450	106,183	85,811	275.201
1440	55,198	43,226	248.543	2500	108,868	88,082	276.286
1460	56,128	43,989	249.185	2550	111,565	90,364	277.354
1480	57,062	44,756	249.820	2600	114,273	92,656	278.407
1500	57,999	45,528	250.450	2650	116,991	94,958	279.441
1520	58,942	46,304	251.074	2700	119,717	97,269	280.462
1540	59,888	47,084	251.693	2750	122,453	99,588	281.464
1560	60,838	47,868	252.305	2800	125,198	101,917	282.453
1580	61,792	48,655	252.912	2850	127,952	104,256	283.429
1600	62,748	49,445	253.513	2900	130,717	106,605	284.390
1620	63,709	50,240	254.111	2950	133,486	108,959	285.338
1640	64,675	51,039	254.703	3000	136,264	111,321	286.273
1660	65,643	51,841	255.290	3050	139,051	113,692	287.194
1680	66,614	52,646	255.873	3100	141,846	116,072	288.102
1700	67,589	53,455	256.450	3150	144,648	118,458	288.999
1720	68,567	54,267	257.022	3200	147,457	120,851	289.884
1740	69,550	55,083	257.589	3250	150,272	123,250	290.756

TABLA A-24

Propiedades de gas ideal del oxígeno monoatómico, O

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0	2400	50,894	30,940	204.932
298	6,852	4,373	160.944	2450	51,936	31,566	205.362
300	6,892	4,398	161.079	2500	52,979	32,193	205.783
500	11,197	7,040	172.088	2550	54,021	32,820	206.196
1000	21,713	13,398	186.678	2600	55,064	33,447	206.601
1500	32,150	19,679	195.143	2650	56,108	34,075	206.999
1600	34,234	20,931	196.488	2700	57,152	34,703	207.389
1700	36,317	22,183	197.751	2750	58,196	35,332	207.772
1800	38,400	23,434	198.941	2800	59,241	35,961	208.148
1900	40,482	24,685	200.067	2850	60,286	36,590	208.518
2000	42,564	25,935	201.135	2900	61,332	37,220	208.882
2050	43,605	26,560	201.649	2950	62,378	37,851	209.240
2100	44,646	27,186	202.151	3000	63,425	38,482	209.592
2150	45,687	27,811	202.641	3100	65,520	39,746	210.279
2200	46,728	28,436	203.119	3200	67,619	41,013	210.945
2250	47,769	29,062	203.588	3300	69,720	42,283	211.592
2300	48,811	29,688	204.045	3400	71,824	43,556	212.220
2350	49,852	30,314	204.493	3500	73,932	44,832	212.831

TABLA A-25

Propiedades de gas ideal del hidróxilo, OH

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0	2400	77,015	57,061	248.628
298	9,188	6,709	183.594	2450	78,801	58,431	249.364
300	9,244	6,749	183.779	2500	80,592	59,806	250.088
500	15,181	11,024	198.955	2550	82,388	61,186	250.799
1000	30,123	21,809	219.624	2600	84,189	62,572	251.499
1500	46,046	33,575	232.506	2650	85,995	63,962	252.187
1600	49,358	36,055	234.642	2700	87,806	65,358	252.864
1700	52,706	38,571	236.672	2750	89,622	66,757	253.530
1800	56,089	41,123	238.606	2800	91,442	68,162	254.186
1900	59,505	43,708	240.453	2850	93,266	69,570	254.832
2000	62,952	46,323	242.221	2900	95,095	70,983	255.468
2050	64,687	47,642	243.077	2950	96,927	72,400	256.094
2100	66,428	48,968	243.917	3000	98,763	73,820	256.712
2150	68,177	50,301	244.740	3100	102,447	76,673	257.919
2200	69,932	51,641	245.547	3200	106,145	79,539	259.093
2250	71,694	52,987	246.338	3300	109,855	82,418	260.235
2300	73,462	54,339	247.116	3400	113,578	85,309	261.347
2350	75,236	55,697	247.879	3500	117,312	88,212	262.429

TABLA A-26

Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25°C, 1 atm

Sustancia	Fórmula	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{g}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
Carbón	$C(s)$	0	0	5.74
Hidrógeno	$H_2(g)$	0	0	130.68
Nitrógeno	$N_2(g)$	0	0	191.61
Oxígeno	$O_2(g)$	0	0	205.04
Monóxido de carbono	$CO(g)$	−110,530	−137,150	197.65
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	−393,520	−394,360	213.80
Vapor de agua	$H_2O(g)$	−241,820	−228,590	188.83
Agua	$H_2O(l)$	−285,830	−237,180	69.92
Peróxido de hidrógeno	$H_2O_2(g)$	−136,310	−105,600	232.63
Amoniaco	$NH_3(g)$	−46,190	−16,590	192.33
Metano	$CH_4(g)$	−74,850	−50,790	186.16
Acetileno	$C_2H_2(g)$	+226,730	+209,170	200.85
Etileno	$C_2H_4(g)$	+52,280	+68,120	219.83
Etano	$C_2H_6(g)$	−84,680	−32,890	229.49
Propileno	$C_3H_6(g)$	+20,410	+62,720	266.94
Propano	$C_3H_8(g)$	−103,850	−23,490	269.91
n-Butano	$C_4H_{10}(g)$	−126,150	−15,710	310.12
n-Octano	$C_8H_{18}(g)$	−208,450	+16,530	466.73
n-Octano	$C_8H_{18}(l)$	−249,950	+6,610	360.79
n-Dodecano	$C_{12}H_{26}(g)$	−291,010	+50,150	622.83
Benceno	$C_6H_6(g)$	+82,930	+129,660	269.20
Alcohol metílico	$CH_3OH(g)$	−200,670	−162,000	239.70
Alcohol metílico	$CH_3OH(l)$	−238,660	−166,360	126.80
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(g)$	−235,310	−168,570	282.59
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(l)$	−277,690	−174,890	160.70
Oxígeno	$O(g)$	+249,190	+231,770	161.06
Hidrógeno	$H(g)$	+218,000	+203,290	114.72
Nitrógeno	$N(g)$	+472,650	+455,510	153.30
Hidróxilo	$OH(g)$	+39,460	+34,280	183.70

Fuente: De JANAF, *Thermochemical Tables*, Dow Chemical Co., 1971; *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Technical Note 270-273, 1968; y *API Research Project 44*, Carnegie Press, 1953.

TABLA A-27

Entalpía de combustión y entalpía de vaporización a 25°C, 1 atm

(El agua aparece como un líquido en los productos de combustión.)

Sustancia	Fórmula	$\Delta\bar{h}_c^\circ = -\text{HHV}$ kJ/kmol	$\bar{h}_{fg}$ kJ/kmol
Hidrógeno	$H_2(g)$	−285,840	
Carbón	$C(s)$	−393,520	
Monóxido de carbono	$CO(g)$	−282,990	
Metano	$CH_4(g)$	−890,360	
Acetileno	$C_2H_2(g)$	−1,299,600	
Etileno	$C_2H_4(g)$	−1,410,970	
Etano	$C_2H_6(g)$	−1,559,900	
Propileno	$C_3H_6(g)$	−2,058,500	
Propano	$C_3H_8(g)$	−2,220,000	15,060
n-Butano	$C_4H_{10}(g)$	−2,877,100	21,060
n-Pentano	$C_5H_{12}(g)$	−3,536,100	26,410
n-Hexáno	$C_6H_{14}(g)$	−4,194,800	31,530
n-Heptano	$C_7H_{16}(g)$	−4,853,500	36,520
n-Octano	$C_8H_{18}(g)$	−5,512,200	41,460
Benceno	$C_6H_6(g)$	−3,301,500	33,830
Tolueno	$C_7H_8(g)$	−3,947,900	39,920
Alcohol metílico	$CH_3OH(g)$	−764,540	37,900
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(g)$	−1,409,300	42,340

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1977, pp. 834-835, tabla A-23M

TABLA A-28

Logaritmos base *e* de la constante de equilibrio K_p K_p

La constante de equilibrio K_p para la reacción $\nu_A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D$ se define como $K_p = \dfrac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}}$

Temp. K	$H_2 \rightleftharpoons 2H$	$O_2 \rightleftharpoons 2O$	$N_2 \rightleftharpoons 2N$	$H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$	$H_2O \rightleftharpoons \frac{1}{2}H_2 + OH$	$CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$	$\frac{1}{2}N_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons NO$
298	−164.005	−186.975	−367.480	−92.208	−106.208	−103.762	−35.052
500	−92.827	−105.630	−213.372	−52.691	−60.281	−57.616	−20.295
1000	−39.803	−45.150	−99.127	−23.163	−26.034	−23.529	−9.388
1200	−30.874	−35.005	−80.011	−18.182	−20.283	−17.871	−7.569
1400	−24.463	−27.742	−66.329	−14.609	−16.099	−13.842	−6.270
1600	−19.637	−22.285	−56.055	−11.921	−13.066	−10.830	−5.294
1800	−15.866	−18.030	−48.051	−9.826	−10.657	−8.497	−4.536
2000	−12.840	−14.622	−41.645	−8.145	−8.728	−6.635	−3.931
2200	−10.353	−11.827	−36.391	−6.768	−7.148	−5.120	−3.433
2400	−8.276	−9.497	−32.011	−5.619	−5.832	−3.860	−3.019
2600	−6.517	−7.521	−28.304	−4.648	−4.719	−2.801	−2.671
2800	−5.002	−5.826	−25.117	−3.812	−3.763	−1.894	−2.372
3000	−3.685	−4.357	−22.359	−3.086	−2.937	−1.111	−2.114
3200	−2.534	−3.072	−19.937	−2.451	−2.212	−0.429	−1.888
3400	−1.516	−1.935	−17.800	−1.891	−1.576	0.169	−1.690
3600	−0.609	−0.926	−15.898	−1.392	−1.088	0.701	−1.513
3800	0.202	−0.019	−14.199	−0.945	−0.501	1.176	−1.356
4000	0.934	0.796	−12.660	−0.542	−0.044	1.599	−1.216
4500	2.486	2.513	−9.414	0.312	0.920	2.496	−0.921
5000	3.725	3.895	−6.807	0.996	1.689	3.197	−0.686
5500	4.743	5.023	−4.666	1.560	2.318	3.771	−0.497
6000	5.590	5.963	−2.865	2.032	2.843	4.245	−0.341

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodinamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1986, p. 723, tabla A.14. Basada en datos termodinámicos dados en JANAF, *Thermochemical Tables*, Thermal Research Laboratory, The Dow Chemical Company, Midland, Mich.

TABLA A-29

Constantes que aparecen en las ecuaciones de estado Beattie-Bridgeman y Benedict-Webb-Rubin

a) La ecuación de estado de Beattie-Bridgeman es

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} \quad \text{donde } A = A_0\left(1 - \frac{a}{\bar{v}}\right) \quad \text{y} \quad B = B_0\left(1 - \frac{b}{\bar{v}}\right)$$

Cuando P está en kPa, $\bar{v}$ está en m³/kmol, T está en K y R_u = 8.314 kPa·m³/(kmol·K), las cinco constantes en la ecuación de Beattie-Bridgeman son como siguen:

Gas	A_0	a	B_0	b	c
Aire	131.8441	0.019 31	0.046 11	−0.001 101	4.34×10^4
Argón, Ar	130.7802	0.023 28	0.039 31	0.0	5.99×10^4
Dióxido de carbono, CO_2	507.2836	0.071 32	0.104 76	0.072 35	6.60×10^5
Helio, He	2.1886	0.059 84	0.014 00	0.0	40
Hidrógeno, H_2	20.0117	−0.005 06	0.020 96	−0.043 59	504
Nitrógeno, N_2	136.2315	0.026 17	0.050 46	−0.006 91	4.20×10^4
Oxígeno, O_2	151.0857	0.025 62	0.046 24	0.004 208	4.80×10^4

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodinamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1986, p. 46, tabla 3.3.

b) La ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin es

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2}$$

Cuando P está en kPa, $\bar{v}$ está en m³/kmol, T está en K y R_u = 8.314 kPa·m³/(kmol·K), las ocho constantes en la ecuación de Benedict-Webb-Rubin son como siguen:

Gas	a	A_0	b	B_0	c	C_0	α	γ
n-Butano, C_4H_{10}	190.68	1021.6	0.039 998	0.124 36	3.205×10^7	1.006×10^8	1.101×10^{-3}	0.0340
Dióxido de carbono, CO_2	13.86	277.30	0.007 210	0.049 91	1.511×10^6	1.404×10^7	8.470×10^{-5}	0.00539
Monóxido de carbono, CO	3.71	135.87	0.002 632	0.054 54	1.054×10^5	8.673×10^5	1.350×10^{-4}	0.0060
Metano, CH_4	5.00	187.91	0.003 380	0.042 60	2.578×10^5	2.286×10^6	1.244×10^{-4}	0.0060
Nitrógeno, N_2	2.54	106.73	0.002 328	0.040 74	7.379×10^4	8.164×10^5	1.272×10^{-4}	0.0053

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1983, p. 815, tabla A-21M. Publicada originalmente en H.W. Cooper y J.C. Goldfrank, *Hydrocarbon Processing*, vol 46, p. 141, 1967

TABLA A-2
(Continuación)

c) Como una función de la temperatura

$$\bar{C}_{p0} = a + bT + cT^2 + dT^3$$
[T en K, $\bar{C}_{p0}$ en kJ/(kmol · K)]

Sustancia	Fórmula	a	b	c	d	Nivel de temperatura K	% error Máx	% error Pro
Nitrógeno	N_2	28.90	-0.1571×10^{-2}	0.8081×10^{-5}	-2.873×10^{-9}	273–1800	0.59	0.34
Oxígeno	O_2	25.48	1.520×10^{-2}	-0.7155×10^{-5}	1.312×10^{-9}	273–1800	1.19	0.28
Aire		28.11	0.1967×10^{-2}	0.4802×10^{-5}	-1.966×10^{-9}	273–1800	0.72	0.33
Hidrógeno	H_2	29.11	-0.1916×10^{-2}	0.4003×10^{-5}	-0.8704×10^{-9}	273–1800	1.01	0.26
Monóxido de carbono	CO	28.16	0.1675×10^{-2}	0.5372×10^{-5}	-2.222×10^{-9}	273–1800	0.89	0.37
Dióxido de carbono	CO_2	22.26	5.981×10^{-2}	-3.501×10^{-5}	7.469×10^{-9}	273–1800	0.67	0.22
Vapor de agua	H_2O	32.24	0.1923×10^{-2}	1.055×10^{-5}	-3.595×10^{-9}	273–1800	0.53	0.24
Óxido nítrico	NO	29.34	-0.09395×10^{-2}	0.9747×10^{-6}	-4.187×10^{-9}	273–1500	0.97	0.36
Óxido nitroso	N_2O	24.11	5.8632×10^{-2}	3.562×10^{-5}	10.58×10^{-9}	273–1500	0.59	0.26
Dióxido de nitrógeno	NO_2	22.9	5.715×10^{-2}	-3.52×10^{-5}	7.87×10^{-9}	273–1500	0.46	0.16
Amoniaco	NH_3	27.568	2.5630×10^{-2}	0.99072×10^{-5}	-6.6909×10^{-9}	273–1500	0.91	0.36
Azufre	S_2	27.21	2.218×10^{-2}	-1.628×10^{-5}	3.986×10^{-9}	273–1800	0.99	0.38
Dióxido de azufre	SO_2	25.78	5.795×10^{-2}	-3.812×10^{-5}	8.612×10^{-9}	273–1800	0.45	0.24
Trióxido de azufre	SO_3	16.40	14.58×10^{-2}	-11.20×10^{-5}	32.42×10^{-9}	273–1300	0.29	0.13
Acetileno	C_2H_2	21.8	9.2143×10^{-2}	-6.527×10^{-5}	18.21×10^{-9}	273–1500	1.46	0.59
Benceno	C_6H_6	−36.22	48.475×10^{-2}	-31.57×10^{-5}	77.62×10^{-9}	273–1500	0.34	0.20
Metanol	CH_4O	19.0	9.152×10^{-2}	-1.22×10^{-5}	-8.039×10^{-9}	273–1000	0.18	0.08
Etanol	C_2H_6O	19.9	20.96×10^{-2}	-10.38×10^{-5}	20.05×10^{-9}	273–1500	0.40	0.22
Ácido clorhídrico	HCl	30.33	-0.7620×10^{-2}	1.327×10^{-5}	-4.338×10^{-9}	273–1500	0.22	0.08
Metano	CH_4	19.89	5.024×10^{-2}	1.269×10^{-5}	-11.01×10^{-9}	273–1500	1.33	0.57
Etano	C_2H_6	6.900	17.27×10^{-2}	-6.406×10^{-5}	7.285×10^{-9}	273–1500	0.83	0.28
Propano	C_3H_8	−4.04	30.48×10^{-2}	-15.72×10^{-5}	31.74×10^{-9}	273–1500	0.40	0.12
n-Butano	C_4H_{10}	3.96	37.15×10^{-2}	-18.34×10^{-5}	35.00×10^{-9}	273–1500	0.54	0.24
i-Butano	C_4H_{10}	−7.913	41.60×10^{-2}	-23.01×10^{-5}	49.91×10^{-9}	273–1500	0.25	0.13
n-Pentano	C_5H_{12}	6.774	45.43×10^{-2}	-22.46×10^{-5}	42.29×10^{-9}	273–1500	0.56	0.21
n-Hexano	C_6H_{14}	6.938	55.22×10^{-2}	-28.65×10^{-5}	57.69×10^{-9}	273–1500	0.72	0.20
Etileno	C_2H_4	3.95	15.64×10^{-2}	-8.344×10^{-5}	17.67×10^{-9}	273–1500	0.54	0.13
Propileno	C_3H_6	3.15	23.83×10^{-2}	-12.18×10^{-5}	24.62×10^{-9}	273–1500	0.73	0.17

Fuente: B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1984. Empleada con permiso.

FIGURA A-30*a*

Gráfica generalizada de compresibilidad de Nelson-Obert-*bajas presiones*. (Utilizadas con permiso del Dr. Edward E. Obert, University of Wisconsin.)

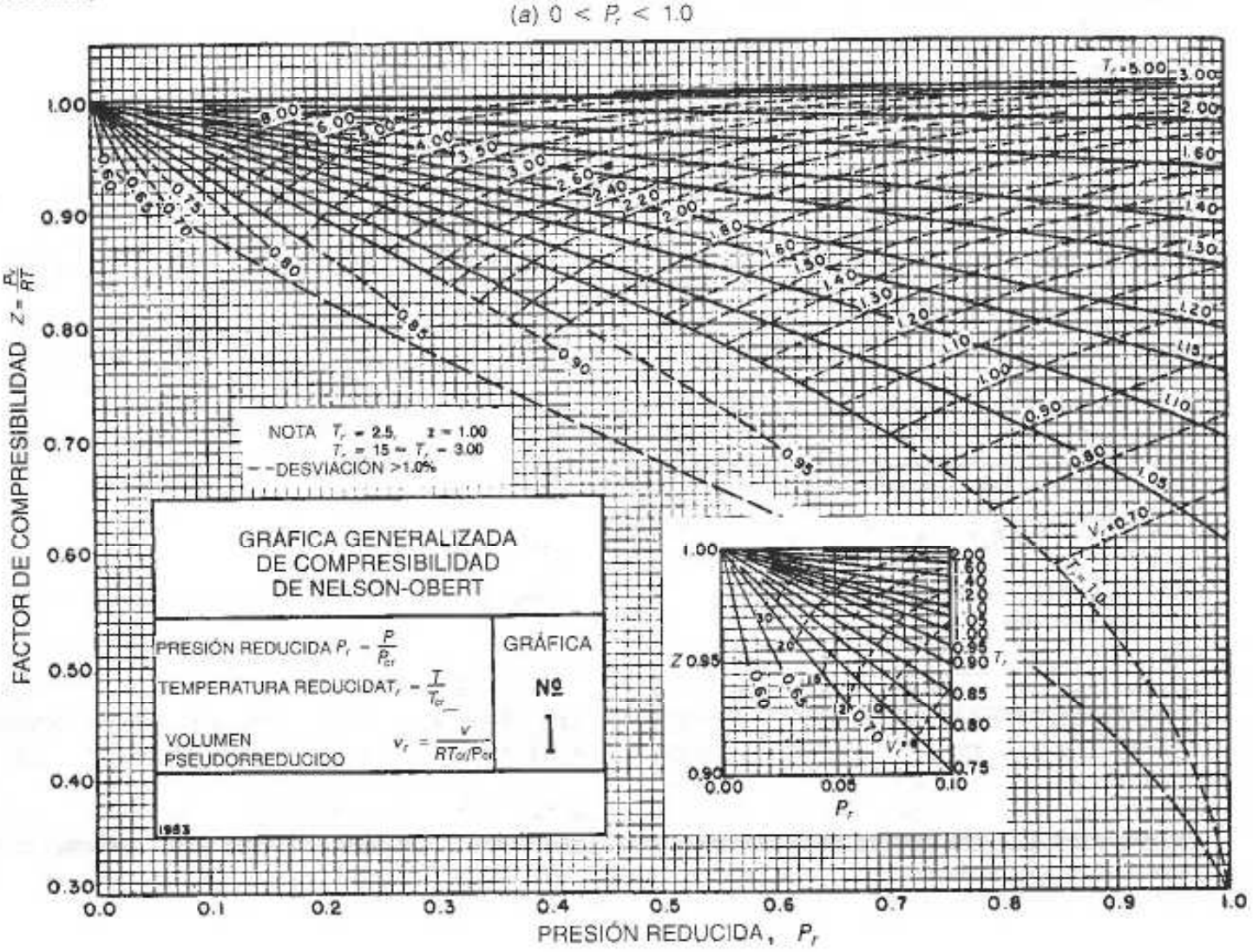


FIGURA A-30*B*

Gráfica generalizada de compresibilidad de Nelson-Obert- *presiones intermedias*. (Utilizadas con permiso del Dr. Edward E. Obert, University of Wisconsin.)

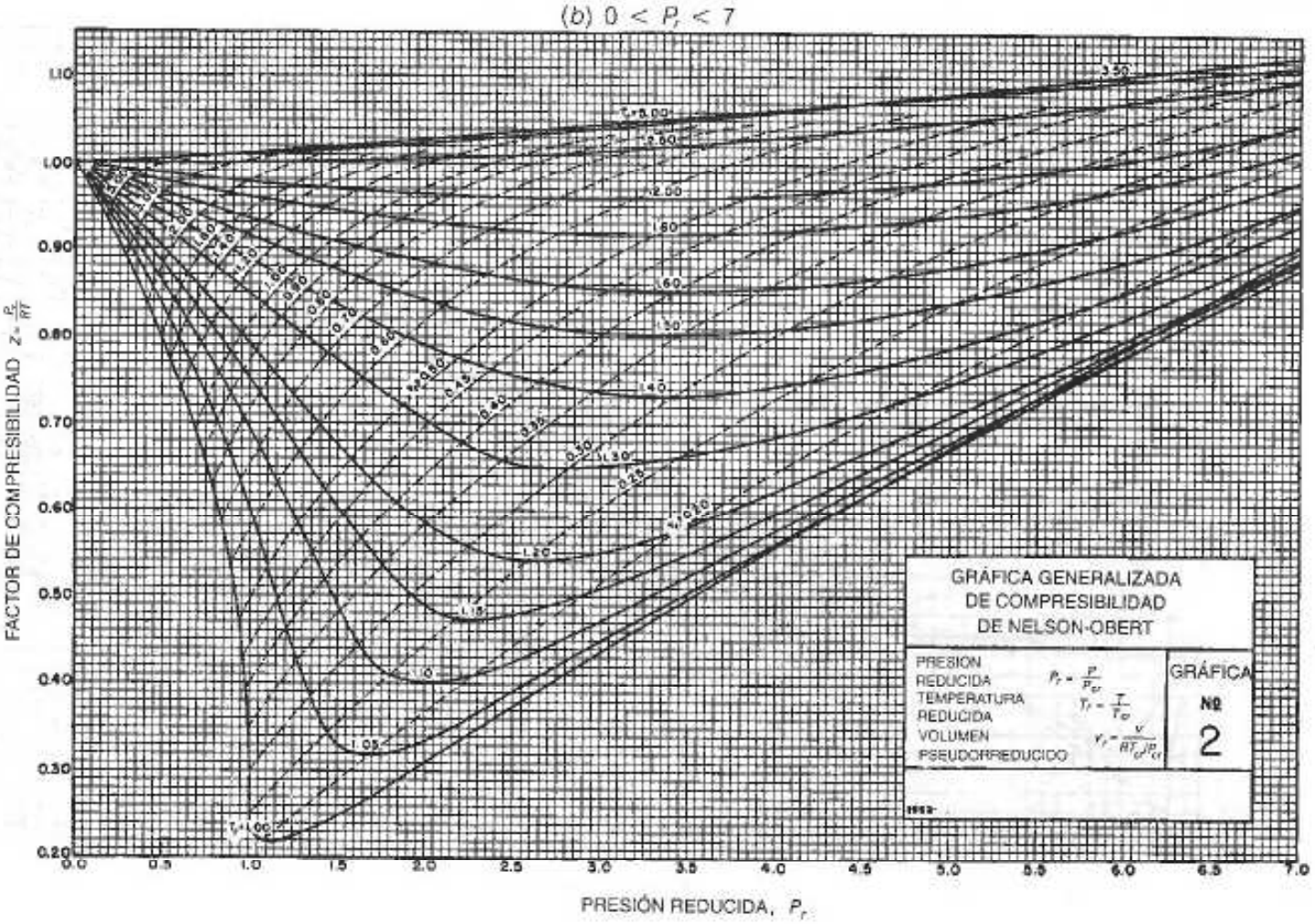


FIGURA A-30*c*

Gráfica generalizada de compresibilidad de Nelson-Obert-*altas presiones*. (Utilizadas con permiso del Dr. Edward E. Obert, University of Wisconsin.)

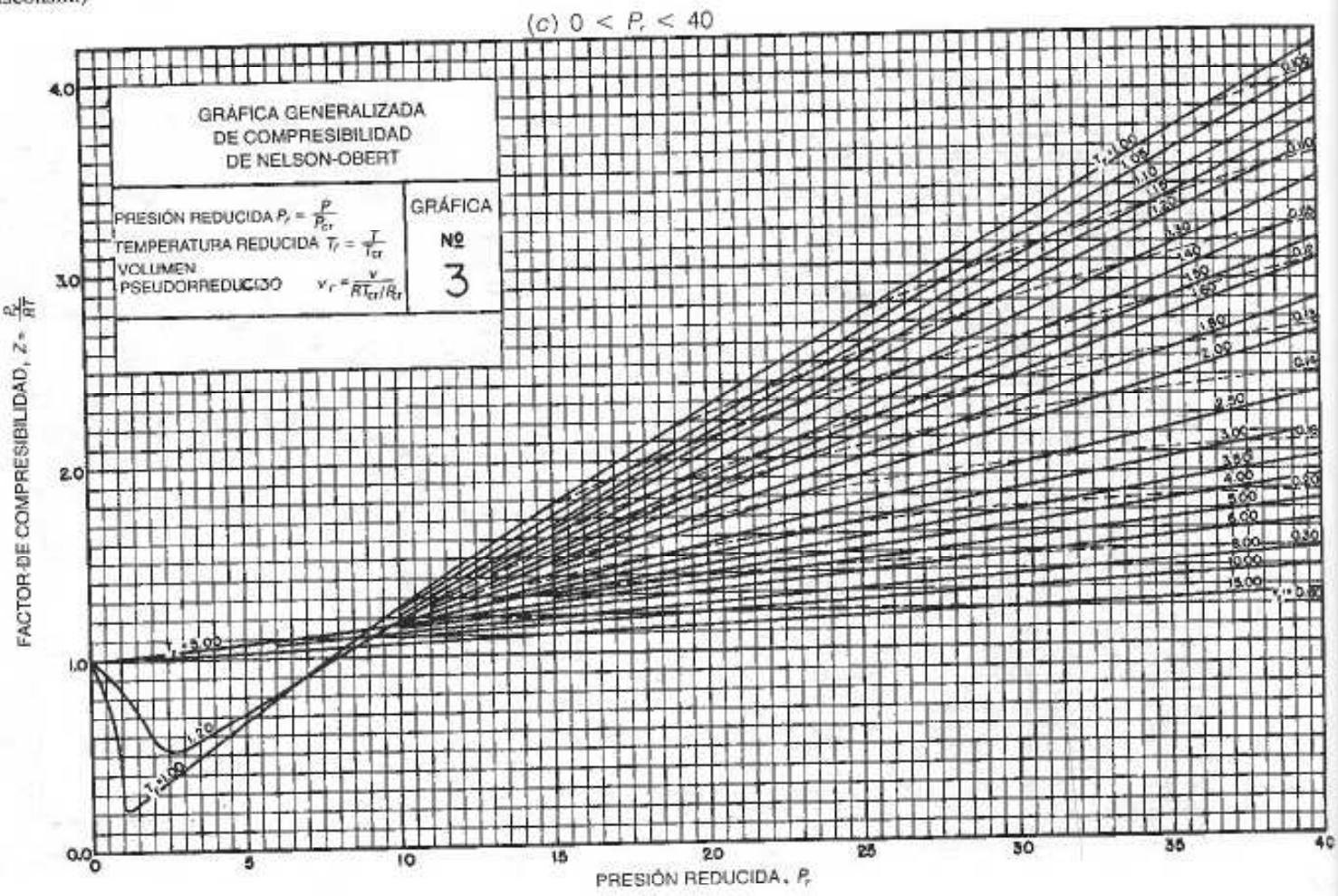


FIGURA A-31

Gráfica generalizada de desviación de entalpía. (*Fuente*: John R. Howell y Richard O. Buckius. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, versión SI, McGraw-Hill, Nueva York, 1987, p. 558, figura C.2 y p. 561, figura C.5.)

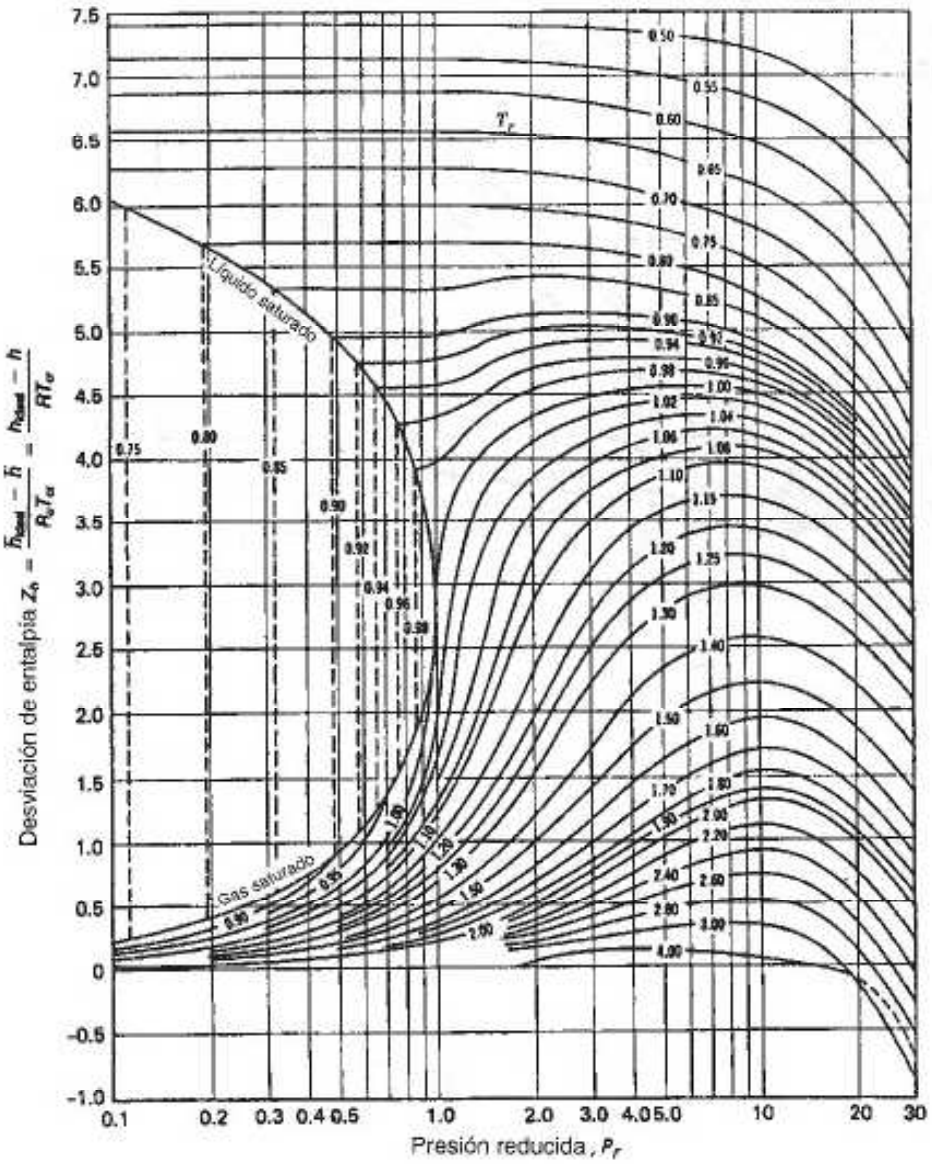


FIGURA A-31
(Continuación)

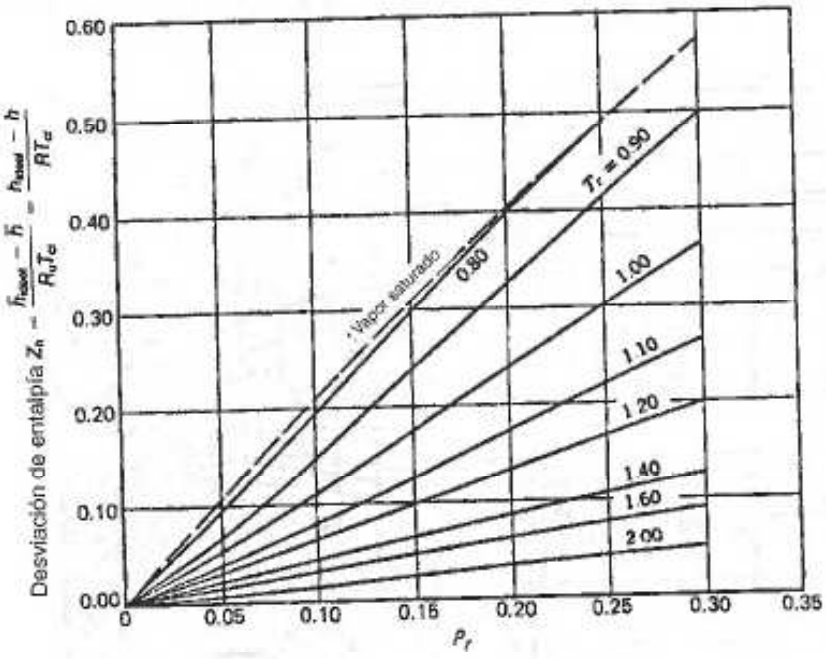


FIGURA A-32

Gráfica generalizada de desviación de entropía. (*Fuente*: John R. Howell y Richard O. Buckius. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, versión SI, McGraw-Hill, Nueva York, 1987, p. 559, figura C.3 y p. 561, figura C.5.)

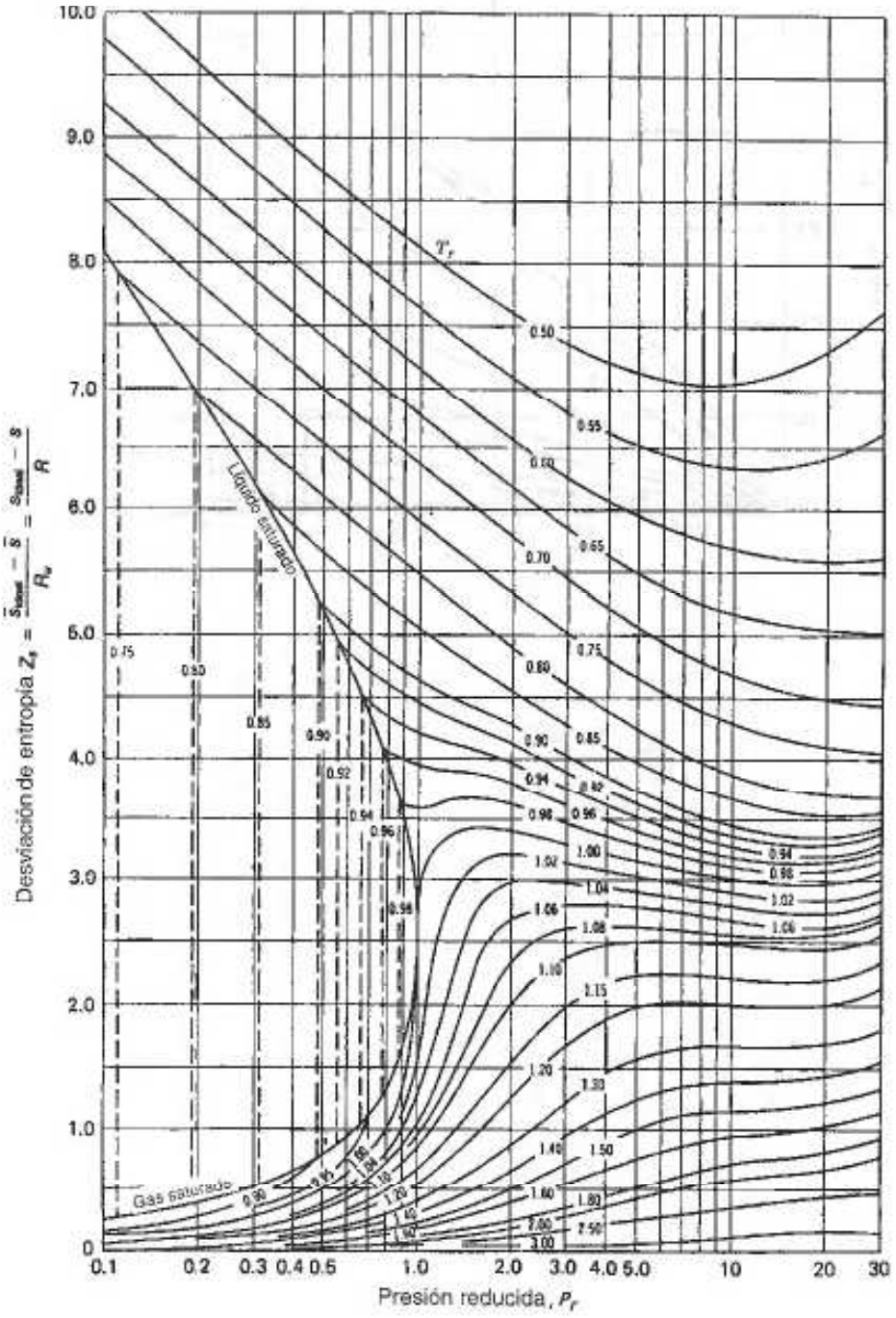


FIGURA A-32

(Continuación)

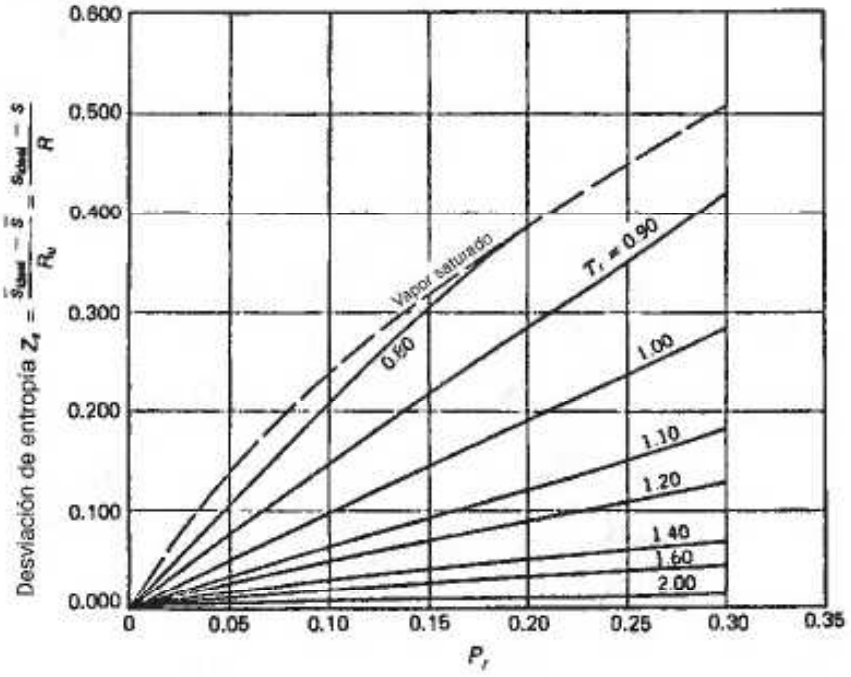


FIGURA A-33

Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total. (Reproducida con permiso de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.)

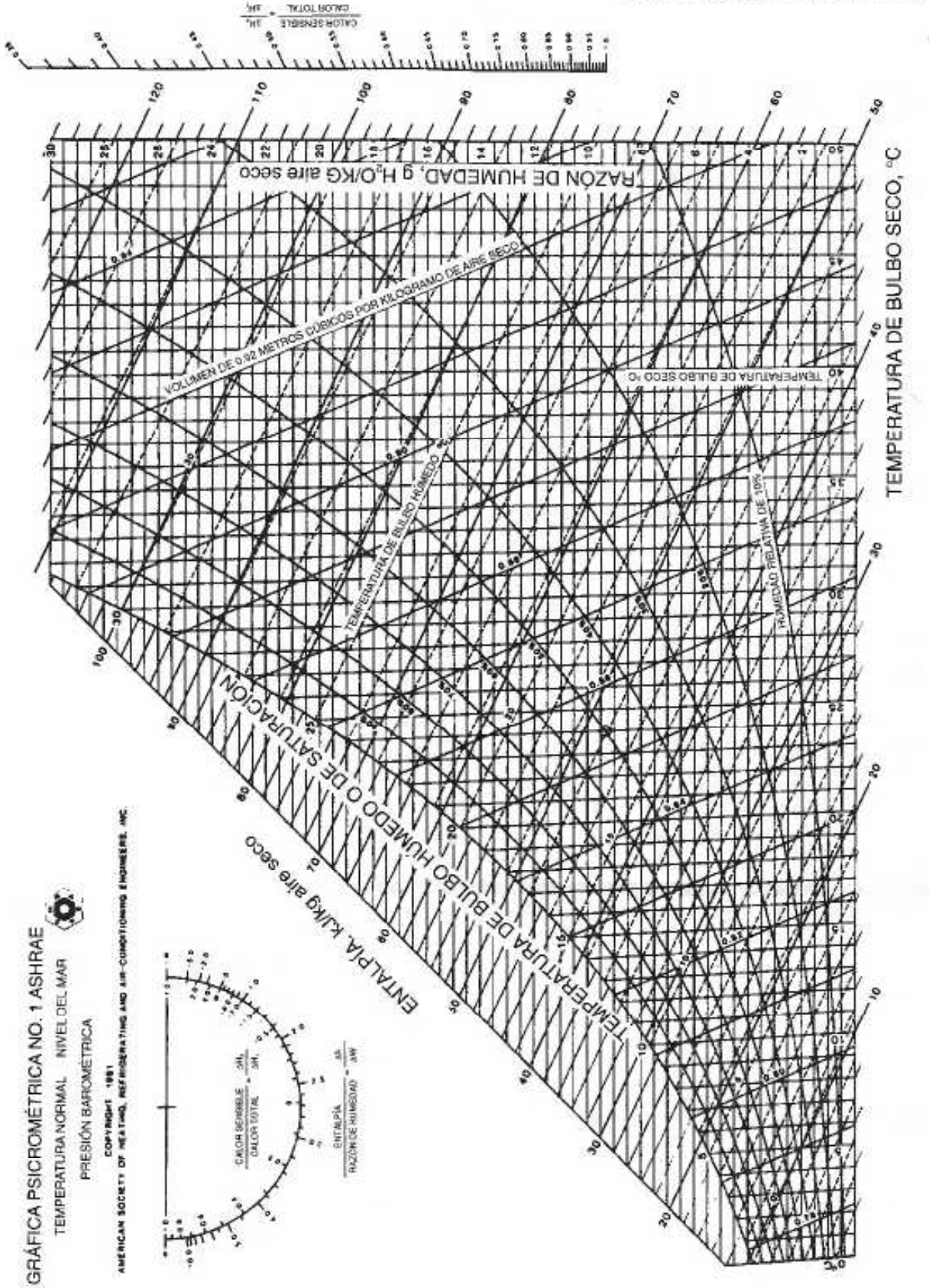


TABLA A-34

Funciones de flujo compresible isentrópico unidimensional para un gas ideal con calores específicos y masa molar constantes, y $k = 1.4$*

M	M^*	$\frac{A}{A^*}$	$\frac{P}{P_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{T}{T_0}$
0	0	∞	1.000 00	1.000 00	1.000 00
0.10	0.109 43	5.8218	0.993 03	0.995 02	0.998 00
0.20	0.218 22	2.9635	0.972 50	0.980 27	0.992 06
0.30	0.325 72	2.0351	0.939 47	0.956 38	0.982 32
0.40	0.431 33	1.5901	0.895 62	0.924 28	0.968 99
0.50	0.534 52	1.3398	0.843 02	0.885 17	0.952 38
0.60	0.634 80	1.1882	0.784 00	0.840 45	0.932 84
0.70	0.731 79	1.094 37	0.720 92	0.791 58	0.910 75
0.80	0.825 14	1.038 23	0.656 02	0.740 00	0.886 52
0.90	0.914 60	1.008 86	0.591 26	0.687 04	0.860 58
1.00	1.000 00	1.000 00	0.528 28	0.633 94	0.833 33
1.10	1.081 24	1.007 93	0.468 35	0.581 69	0.805 15
1.20	1.1583	1.030 44	0.412 38	0.531 14	0.776 40
1.30	1.2311	1.066 31	0.360 92	0.482 91	0.747 38
1.40	1.2999	1.1149	0.314 24	0.437 42	0.718 39
1.50	1.3646	1.1762	0.272 40	0.394 98	0.689 65
1.60	1.4254	1.2502	0.235 27	0.355 73	0.661 38
1.70	1.4825	1.3376	0.202 59	0.319 69	0.633 72
1.80	1.5360	1.4390	0.174 04	0.286 82	0.606 80
1.90	1.5861	1.5552	0.149 24	0.256 99	0.580 72
2.00	1.6330	1.6875	0.127 80	0.230 05	0.555 56
2.10	1.6769	1.8369	0.109 35	0.205 80	0.531 35
2.20	1.7179	2.0050	0.093 52	0.184 05	0.508 13
2.30	1.7563	2.1931	0.079 97	0.164 58	0.485 91
2.40	1.7922	2.4031	0.068 40	0.147 20	0.464 68
2.50	1.8258	2.6367	0.058 53	0.131 69	0.444 44
2.60	1.8572	2.8960	0.050 12	0.117 87	0.425 17
2.70	1.8865	3.1830	0.042 95	0.105 57	0.406 84
2.80	1.9140	3.5001	0.036 85	0.094 62	0.389 41
2.90	1.9398	3.8498	0.031 65	0.084 89	0.372 86
3.00	1.9640	4.2346	0.027 22	0.076 23	0.357 14
3.50	2.0642	6.7896	0.013 11	0.045 23	0.289 86
4.00	2.1381	10.719	0.006 58	0.027 66	0.238 10
4.50	2.1936	16.562	0.003 46	0.017 45	0.198 02
5.00	2.2361	25.000	$189(10)^{-5}$	0.011 34	0.166 67
6.00	2.2953	53.180	$633(10)^{-6}$	0.005 19	0.121 95
7.00	2.3333	104.143	$242(10)^{-6}$	0.002 61	0.092 59
8.00	2.3591	190.109	$102(10)^{-6}$	0.001 41	0.072 46
9.00	2.3772	327.189	$474(10)^{-7}$	0.000 815	0.058 14
10.00	2.3904	535.938	$236(10)^{-7}$	0.000 495	0.047 62
∞	2.4495	∞	0	0	0

* Calculadas de las siguientes relaciones para k = 1.4:

$$M^* = M\sqrt{\frac{k+1}{2+(k-1)M^2}} \qquad \frac{A}{A^*} = \frac{1}{M}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1+\frac{k-1}{2}M^2\right)\right]^{(k+1)/[2(k-1)]}$$

$$\frac{P}{P_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}M^2\right)^{-k/(k-1)} \qquad \frac{\rho}{\rho_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}M^2\right)^{-1/(k-1)}$$

$$\frac{T}{T_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}M^2\right)^{-1}$$

Una tabla más amplia se encuentra en Joseph H. Keenan y Joseph Kaye, *Gas Tables*, Wiley, Nueva York, 1948, tabla 30.

TABLA A-35

Funciones de choque normal unidimensional para un gas ideal con calores específicos y masa molar constantes y $k = 1.4$†

M_x	M_y	$\frac{P_y}{P_x}$	$\frac{\rho_y}{\rho_x}$	$\frac{T_y}{T_x}$	$\frac{P_{0y}}{P_{0x}}$	$\frac{P_{0y}}{P_x}$
1.00	1.000 00	1.0000	1.0000	1.0000	1.000 00	1.8929
1.10	0.911 77	1.2450	1.1691	1.0649	0.998 92	2.1328
1.20	0.842 17	1.5133	1.3416	1.1280	0.992 80	2.4075
1.30	0.785 96	1.8050	1.5157	1.1909	0.979 35	2.7135
1.40	0.739 71	2.1200	1.6896	1.2547	0.958 19	3.0493
1.50	0.701 09	2.4583	1.8621	1.3202	0.929 78	3.4133
1.60	0.668 44	2.8201	2.0317	1.3880	0.895 20	3.8049
1.70	0.640 55	3.2050	2.1977	1.4583	0.855 73	4.2238
1.80	0.616 50	3.6133	2.3592	1.5316	0.812 68	4.6695
1.90	0.595 62	4.0450	2.5157	1.6079	0.767 35	5.1417
2.00	0.577 35	4.5000	2.6666	1.6875	0.720 88	5.6405
2.10	0.561 28	4.9784	2.8119	1.7704	0.674 22	6.1655
2.20	0.547 06	5.4800	2.9512	1.8569	0.628 12	6.7163
2.30	0.534 41	6.0050	3.0846	1.9468	0.583 31	7.2937
2.40	0.523 12	6.5533	3.2119	2.0403	0.540 15	7.8969
2.50	0.512 99	7.1250	3.3333	2.1375	0.499 02	8.5262
2.60	0.503 87	7.7200	3.4489	2.2383	0.460 12	9.1813
2.70	0.495 63	8.3383	3.5590	2.3429	0.423 59	9.8625
2.80	0.488 17	8.9800	3.6635	2.4512	0.389 46	10.569
2.90	0.481 38	9.6450	3.7629	2.5632	0.357 73	11.302
3.00	0.475 19	10.333	3.8571	2.6790	0.328 34	12.061
4.00	0.434 96	18.500	4.5714	4.0469	0.138 76	21.068
5.00	0.415 23	29.000	5.0000	5.8000	0.061 72	32.654
10.00	0.387 57	116.50	5.7143	20.388	0.003 04	129.217
∞	0.377 96	∞	6.000	∞	0	∞

† Calculadas de las siguientes relaciones para k = 1.4:

$$M_y = \sqrt{\frac{M_x^2 + 2/(k-1)}{2M_x^2 k/(k-1) - 1}} \qquad \frac{T_y}{T_x} = \frac{1 + M_x^2(k-1)/2}{1 + M_y^2(k-1)/2}$$

$$\frac{P_y}{P_x} = \frac{1 + kM_x^2}{1 + kM_y^2} \qquad \frac{P_{0y}}{P_{0x}} = \frac{M_x}{M_y}\left[\frac{1 + M_y^2(k-1)/2}{1 + M_x^2(k-1)/2}\right]^{(k+1)/[2(k-1)]}$$

$$\frac{\rho_y}{\rho_x} = \frac{P_y/P_x}{T_y/T_x} \qquad \frac{P_{0y}}{P_x} = \frac{(1 + kM_x^2)[1 + M_y^2(k-1)/2]^{k/(k-1)}}{1 + kM_y^2}$$

Una tabla más amplia se encuentra en Joseph H. Keenan y Joseph Kaye, *Gas Tables*, Wiley, Nueva York, 1948, tabla 30.

TABLA A-3
Calores específicos y densidades de sólidos y líquidos comunes
a) A 25°C

Sólido	C_p kJ/(kg · K)	ρ kg/m³	Líquido	C_p kJ/(kg · K)	ρ kg/m³
Aluminio	0.900	2,700	Amoniaco	4.800	602
Cobre	0.386	8,900	Etanol	2.456	783
Granito	1.017	2,700	Refrigerante 12	0.977	1,310
Grafito	0.711	2,500	Mercurio	0.139	13,560
Hierro	0.450	7,840	Metanol	2.550	787
Plomo	0.128	11,310	Aceite (ligero)	1.800	910
Hule (blando)	1.840	1,100	Agua.	4.184	997
Plata	0.235	10,470			
Estaño	0.217	5,730			
Madera (húmeda)	1.760	350–700			

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodinamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1986, p. 686, tabla A.7SI.

Tablas de propiedades, figuras y diagramas (unidades inglesas)

APÉNDICE 2

TABLA A-1E

Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Sustancia	Fórmula	Masa molar lbm/lbmol	Constante de gas, R		Temp. crítica R	Presión crítica psia	Volumen crítico pie³/lbmol
			Btu/(lbm · R)*	psia · pie³/(lbm · R)*			
Amoniaco	NH_3	17.03	0.1166	0.6301	729.8	1636	1.16
Argón	Ar	39.948	0.049 71	0.2686	272	705	1.20
Bromo	Br_2	159.808	0.012 43	0.067 14	1052	1500	2.17
Dióxido de carbono	CO_2	44.01	0.045 13	0.2438	547.5	1071	1.51
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.070 90	0.3831	240	507	1.49
Cloro	Cl_2	70.906	0.028 01	0.1517	751	1120	1.99
Deuterio (normal)	D_2	4.00	0.4965	2.6825	69.1	241	—
Helio	He	4.003	0.4961	2.6805	9.5	33.2	0.926
Hidrógeno (normal)	H_2	2.016	0.9851	5.3224	59.9	188.1	1.04
Kriptón	Kr	83.80	0.023 70	0.1280	376.9	798	1.48
Neón	Ne	20.183	0.098 40	0.5316	80.1	395	0.668
Nitrógeno	N_2	28.013	0.070 90	0.3830	227.1	492	1.44
Óxido nitroso	N_2O	44.013	0.045 12	0.2438	557.4	1054	1.54
Oxígeno	O_2	31.999	0.062 06	0.3353	278.6	736	1.25
Dióxido de azufre	SO_2	64.063	0.031 00	1.1675	775.2	1143	1.95
Agua	H_2O	18.015	0.1102	0.5956	1165.3	3204	0.90
Xenón	Xe	131.30	0.015 13	0.081 72	521.55	852	1.90
Benceno	C_6H_6	78.115	0.025 42	0.1374	1012	714	4.17
n-Butano	C_4H_{10}	58.124	0.034 17	0.1846	765.2	551	4.06
Tetracloruro de carbón	CCl_4	153.82	0.012 91	0.069 76	1001.5	661	4.42
Cloroformo	$CHCl_3$	119.38	0.016 64	0.089 88	965.8	794	3.85
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl_2F_2 (R-12)	120.91	0.016 43	0.088 74	692.4	582	3.49
Diclorofluorometano	$CHCl_2F$	102.92	0.019 30	0.1043	813.0	749	3.16
Etano	C_2H_6	30.020	0.066 16	0.3574	549.8	706	2.37
Alcohol etílico	C_2H_5OH	46.07	0.043 11	0.2329	929.0	926	2.68
Etileno	C_2H_4	28.054	0.070 79	0.3825	508.3	742	1.99
n-Hexano	C_6H_{14}	86.178	0.023 05	0.1245	914.2	439	5.89
Metano	CH_4	16.043	0.1238	0.6688	343.9	673	1.59
Alcohol metílico	CH_3OH	32.042	0.061 98	0.3349	923.7	1154	1.89
Cloruro metílico	CH_3Cl	50.488	0.039 34	0.2125	749.3	968	2.29
Propano	C_3H_8	44.097	0.045 04	0.2433	665.9	617	3.20
Propeno	C_3H_6	42.081	0.047 19	0.2550	656.9	670	2.90
Propino	C_3H_4	40.065	0.049 57	0.2678	722	776	—
Triclorofluorometano	CCl_3F	137.37	0.014 46	0.078 11	848.1	635	3.97
Aire	—	28.97	0.068 55	0.3704	—	—	—

*Calculada de $R = R_u/M$, donde R_u = 1.986 Btu/(lbmol · R) = 10.73 psia · pie³/ (lbmol · R) y M es la masa molar.

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodinamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1986, p. 684, tabla A.6E. Publicada originalmente en K. A. Kobe y R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review*, vol. 52, pp. 117-236, 1953.

TABLA A-2E

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

a) A 80°F

Gas	Fórmula	Constante de gas R Btu/(lbm · R)	C_{p0} Btu/(lbm · R)	C_{v0} Btu/(lbm · R)	k
Aire	—	0.068 55	0.240	0.171	1.400
Argón	Ar	0.049 71	0.1253	0.0756	1.667
Butano	C_4H_{10}	0.034 24	0.415	0.381	1.09
Dióxido de carbono	CO_2	0.045 13	0.203	0.158	1.285
Monóxido de carbono	CO	0.070 90	0.249	0.178	1.399
Etano	C_2H_6	0.066 16	0.427	0.361	1.183
Etileno	C_2H_4	0.070 79	0.411	0.340	1.208
Helio	He	0.4961	1.25	0.753	1.667
Hidrógeno	H_2	0.9851	3.43	2.44	1.404
Metano	CH_4	0.1238	0.532	0.403	1.32
Neón	Ne	0.098 40	0.246	0.1477	1.667
Nitrógeno	N_2	0.070 90	0.248	0.177	1.400
Octano	C_8H_{18}	0.017 42	0.409	0.392	1.044
Oxígeno	O_2	0.062 06	0.219	0.157	1.395
Propano	C_3H_8	0.045 04	0.407	0.362	1.124
Vapor	H_2O	0.1102	0.445	0.335	1.329

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodinamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1986, p. 687, tabla A.8E.

TABLA A-2E
(Continuación)

b) A diversas temperaturas

Temp. °F	C_{p0} Btu/(lbm · R)	C_{v0} Btu/(lbm · R)	k	C_{p0} Btu/(lbm · R)	C_{v0} Btu/(lbm · R)	k	C_{p0} Btu/(lbm · R)	C_{v0} Btu/(lbm · R)	k
	Aire			**Dióxido de carbono, CO_2**			**Monóxido de carbono, CO**		
40	0.240	0.171	1.401	0.195	0.150	1.300	0.248	0.177	1.400
100	0.240	0.172	1.400	0.205	0.160	1.283	0.249	0.178	1.399
200	0.241	0.173	1.397	0.217	0.172	1.262	0.249	0.179	1.397
300	0.243	0.174	1.394	0.229	0.184	1.246	0.251	0.180	1.394
400	0.245	0.176	1.389	0.239	0.193	1.233	0.253	0.182	1.389
500	0.248	0.179	1.383	0.247	0.202	1.223	0.256	0.185	1.384
600	0.250	0.182	1.377	0.255	0.210	1.215	0.259	0.188	1.377
700	0.254	0.185	1.371	0.262	0.217	1.208	0.262	0.191	1.371
800	0.257	0.188	1.365	0.269	0.224	1.202	0.266	0.195	1.364
900	0.259	0.191	1.358	0.275	0.230	1.197	0.269	0.198	1.357
1000	0.263	0.195	1.353	0.280	0.235	1.192	0.273	0.202	1.351
1500	0.276	0.208	1.330	0.298	0.253	1.178	0.287	0.216	1.328
2000	0.286	0.217	1.312	0.312	0.267	1.169	0.297	0.226	1.314
	Hidrógeno, H_2			**Nitrógeno, N_2**			**Oxígeno, O_2**		
40	3.397	2.412	1.409	0.248	0.177	1.400	0.219	0.156	1.397
100	3.426	2.441	1.404	0.248	0.178	1.399	0.220	0.158	1.394
200	3.451	2.466	1.399	0.249	0.178	1.398	0.223	0.161	1.387
300	3.461	2.476	1.398	0.250	0.179	1.396	0.226	0.164	1.378
400	3.466	2.480	1.397	0.251	0.180	1.393	0.230	0.168	1.368
500	3.469	2.484	1.397	0.254	0.183	1.388	0.235	0.173	1.360
600	3.473	2.488	1.396	0.256	0.185	1.383	0.239	0.177	1.352
700	3.477	2.492	1.395	0.260	0.189	1.377	0.242	0.181	1.344
800	3.494	2.509	1.393	0.262	0.191	1.371	0.246	0.184	1.337
900	3.502	2.519	1.392	0.265	0.194	1.364	0.249	0.187	1.331
1000	3.513	2.528	1.390	0.269	0.196	1.359	0.252	0.190	1.326
1500	3.618	2.633	1.374	0.283	0.212	1.334	0.263	0.201	1.309
2000	3.758	2.773	1.355	0.293	0.222	1.319	0.270	0.208	1.298

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1983, p. 830, tabla A-4. Publicada originalmente en *Tables of Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.

TABLA A-2E
(Continuación)

c) Como una función de la temperatura

$$\bar{C}_{p0} = a + bT + cT^2 + dT^3$$

[T en R, $\bar{C}_{p0}$ en Btu/(lbmol · R)]

Sustancia	Fórmula	a	b	c	d	Nivel de temperatura R	%error Máx	%error Pro
Nitrógeno	N_2	6.903	-0.02085×10^{-2}	0.05957×10^{-5}	-0.1176×10^{-9}	491–3240	0.59	0.34
Oxígeno	O_2	6.085	0.2017×10^{-2}	-0.05275×10^{-5}	0.05372×10^{-9}	491–3240	1.19	0.26
Aire	—	6.713	0.02609×10^{-2}	0.03540×10^{-5}	-0.06052×10^{-9}	491–3240	0.72	0.33
Hidrógeno	H_2	6.952	-0.02542×10^{-2}	0.02952×10^{-5}	-0.03565×10^{-9}	491–3240	1.02	0.26
Monóxido de carbono	CO	6.726	0.02222×10^{-2}	0.03960×10^{-5}	-0.09100×10^{-9}	491–3240	0.89	0.37
Dióxido de carbono	CO_2	5.316	0.79361×10^{-2}	-0.2581×10^{-5}	0.3059×10^{-9}	491–3240	0.67	0.22
Vapor de agua	H_2O	7.700	0.02552×10^{-2}	0.07781×10^{-5}	-0.1472×10^{-9}	491–3240	0.53	0.24
Óxido nítrico	NO	7.008	-0.01247×10^{-2}	0.07185×10^{-5}	-0.1715×10^{-9}	491–2700	0.97	0.36
Óxido nitroso	N_2O	5.758	0.7780×10^{-2}	-0.2596×10^{-5}	0.4331×10^{-9}	491–2700	0.59	0.26
Dióxido de nitrógeno	NO_2	5.48	0.7583×10^{-2}	-0.260×10^{-5}	0.322×10^{-9}	491–2700	0.46	0.18
Amoniaco	NH_3	6.5846	0.34028×10^{-2}	0.073034×10^{-5}	-0.27402×10^{-9}	491–2700	0.91	0.36
Azufre	S_2	6.499	0.2943×10^{-2}	-0.1200×10^{-5}	0.1602×10^{-9}	491–3240	0.99	0.36
Dióxido de azufre	SO_2	6.157	0.7689×10^{-2}	-0.2810×10^{-5}	0.3527×10^{-9}	491–3240	0.45	0.24
Trióxido de azufre	SO_3	3.918	1.935×10^{-2}	-0.8256×10^{-5}	1.328×10^{-9}	491–2340	0.29	0.13
Acetileno	C_2H_2	5.21	1.2227×10^{-2}	-0.4812×10^{-5}	0.7457×10^{-9}	491–2700	1.46	0.59
Benceno	C_6H_6	−8.650	6.4322×10^{-2}	-2.327×10^{-5}	3.179×10^{-9}	491–2700	0.34	0.20
Metanol	CH_4O	4.55	1.214×10^{-2}	-0.0896×10^{-5}	-0.329×10^{-9}	491–1800	0.18	0.08
Etanol	C_2H_6O	4.75	2.781×10^{-2}	-0.7651×10^{-5}	0.821×10^{-9}	491–2700	0.40	0.22
Ácido clorhídrico	HCl	7.244	-0.1011×10^{-2}	0.09783×10^{-5}	-0.1776×10^{-9}	491–2740	0.22	0.08
Metano	CH_4	4.750	0.6666×10^{-2}	0.09352×10^{-5}	-0.4510×10^{-9}	491–2740	1.33	0.57
Etano	C_2H_6	1.648	2.291×10^{-2}	-0.4722×10^{-5}	0.2964×10^{-9}	491–2740	0.83	0.28
Propano	C_3H_8	−0.966	4.044×10^{-2}	-1.159×10^{-5}	1.300×10^{-9}	491–2740	0.40	0.12
n-Butano	C_4H_{10}	0.945	4.929×10^{-2}	-1.352×10^{-5}	1.433×10^{-9}	491–2740	0.54	0.24
i-Butano	C_4H_{10}	−1.890	5.520×10^{-2}	-1.696×10^{-5}	2.044×10^{-9}	491–2740	0.25	0.13
n-Pentano	C_5H_{12}	1.618	6.026×10^{-2}	-1.656×10^{-5}	1.732×10^{-9}	491–2740	0.56	0.21
n-Hexano	C_6H_{14}	1.657	7.328×10^{-2}	-2.112×10^{-5}	2.363×10^{-9}	491–2740	0.72	0.20
Etileno	C_2H_4	0.944	2.075×10^{-2}	-0.6151×10^{-5}	0.7326×10^{-9}	491–2740	0.54	0.13
Propileno	C_3H_6	0.753	3.162×10^{-2}	-0.8981×10^{-5}	1.008×10^{-9}	491–2740	0.73	0.17

Fuente: B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1984. Usada con permiso.

TABLA A-3E

Calores específicos y densidades de sólidos y líquidos comunes

(*a*) A 80°F

Sólido	C_p Btu/(lbm · R)	ρ lbm/ft³	Líquido	C_p Btu/(lbm · R)	ρ lbm/pie³
Aluminio	0.215	170	Amoniaco	1.146	38
Cobre	0.092	555	Etanol	0.587	49
Granito	0.243	170	Refrigerante 12	0.233	82
Grafito	0.170	155	Mercurio	0.033	847
Hierro	0.107	490	Metanol	0.609	49
Plomo	0.030	705	Aceite (ligero)	0.430	57
Hule (blando)	0.439	70	Agua	1.000	62
Plata	0.056	655			
Estaño	0.052	360			
Madera (húmeda)	0.420	22–45			

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodinamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1986, p. 686, tabla A-7E.

b) A diferentes temperaturas

Sólidos

Sustancia	Temp. °F	C_p Btu/(lbm · R)	Sustancia	Temp. °F	C_p Btu/(lbm · R)
Hielo	−100	0.375	Plomo	−455	0.0008
	−50	0.424		−435	0.0073
	0	0.471		−150	0.0283
	20	0.491		32	0.0297
	32	0.502		210	0.0320
Aluminio	−150	0.167		570	0.0356
	−100	0.192	Cobre	−240	0.0674
	32	0.212		−150	0.0784
	100	0.218		−60	0.0862
	200	0.224		0	0.0893
	300	0.229		100	0.0925
	400	0.235		200	0.0938
	500	0.240		390	0.0963
Iron	68	0.107	Plata	68	0.0558

Líquidos

Sustancia	Estado	C_p Btu/(lbm · R)	Sustancia	Estado	C_p Btu/(lbm · R)
Agua	1 atm, 32°F	1.007	Glicerina	1 atm, 50°F	0.554
	1 atm, 77°F	0.998		1 atm, 120°F	0.617
	1 atm, 212°F	1.007	Bismuto	1 atm, 800°F	0.0345
Amoniaco	Sat., 0°F	1.08		1 atm, 1400°F	0.0393
	Sat., 120°F	1.22	Mercurio	1 atm, 50°F	0.033
Refrigerante 12	Sat., −40°F	0.211		1 atm, 600°F	0.032
	Sat., 0°F	0.217	Sodio	1 atm, 200°F	0.33
	Sat., 120°F	0.244		1 atm, 1000°F	0.30
Benceno	1 atm, 60°F	0.43	Propano	1 atm, 32°F	0.576
	1 atm, 150°F	0.46			

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodinamics*, 4a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1983, p. 862, tabla A-19.

Temp. °F T	Pres. sat. psia P_{sat}	Volumen específico pie³/lbm		Energía interna Btu/lbm			Entalpía Btu/lbm			Entropía Btu/(lbm · R)		
		Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Evap. u_{fg}	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor sat. s_g
32.018	0.088 66	0.016 022	3302	0.00	1021.2	1021.2	0.01	1075.4	1075.4	0.000 00	2.1869	2.1869
35	0.099 92	0.016 021	2949	2.99	1019.2	1022.2	3.00	1073.7	1076.7	0.006 07	2.1764	2.1764
40	0.121 66	0.016 020	2445	8.02	1015.8	1023.9	8.02	1070.9	1078.9	0.016 17	2.1430	2.1592
45	0.147 48	0.016 021	2037	13.04	1012.5	1025.5	13.04	1068.1	1081.1	0.026 18	2.1162	2.1423
50	0.178 03	0.016 024	1704.2	18.06	1009.1	1027.2	18.06	1065.2	1083.3	0.036 07	2.0899	2.1259
60	0.2563	0.016 035	1206.9	28.06	1002.4	1030.4	28.08	1059.6	1087.7	0.055 55	2.0388	2.0943
70	0.3632	0.016 051	867.7	38.09	995.6	1033.7	38.09	1054.0	1092.0	0.074 63	1.9896	2.0642
80	0.5073	0.016 073	632.8	48.08	988.9	1037.0	48.09	1048.3	1096.4	0.093 32	1.9423	2.0356
90	0.6986	0.016 099	467.7	58.07	982.2	1040.2	58.07	1042.7	1100.7	0.111 65	1.8966	2.0083
100	0.9503	0.016 130	350.0	68.04	975.4	1043.5	68.05	1037.0	1105.0	0.129 63	1.8526	1.9822
110	1.2763	0.016 166	265.1	78.02	968.7	1046.7	78.02	1031.3	1109.3	0.147 30	1.8101	1.9574
120	1.6945	0.016 205	203.0	87.99	961.9	1049.9	88.00	1025.5	1113.5	0.164 65	1.7690	1.9336
130	2.225	0.016 247	157.17	97.97	955.1	1053.0	97.98	1019.8	1117.8	0.181 72	1.7292	1.9109
140	2.892	0.016 293	122.88	107.95	948.2	1056.2	107.96	1014.0	1121.9	0.198 51	1.6907	1.8892
150	3.722	0.016 343	96.99	117.95	941.3	1059.3	117.96	1008.1	1126.1	0.215 03	1.6533	1.8684
160	4.745	0.016 395	77.23	127.94	934.4	1062.3	127.96	1002.2	1130.1	0.231 30	1.6171	1.8484
170	5.996	0.016 450	62.02	137.95	927.4	1065.4	137.97	996.2	1134.2	0.247 32	1.5819	1.8293
180	7.515	0.016 509	50.20	147.97	920.4	1068.3	147.99	990.2	1138.2	0.263 11	1.5478	1.8109
190	9.343	0.016 570	40.95	158.00	913.3	1071.3	158.03	984.1	1142.1	0.278 66	1.5146	1.7932
200	11.529	0.016 634	33.63	168.04	906.2	1074.2	168.07	977.9	1145.9	0.294 00	1.4822	1.7762
210	14.125	0.016 702	27.82	178.10	898.9	1077.0	178.14	971.6	1149.7	0.309 13	1.4506	1.7599
212	14.698	0.016 716	26.80	180.11	897.5	1077.6	180.16	970.3	1150.5	0.312 13	1.4446	1.7567
220	17.188	0.016 772	23.15	188.17	891.7	1079.8	188.22	965.3	1153.5	0.324 06	1.4201	1.7441
230	20.78	0.016 845	19.386	198.26	884.3	1082.6	198.32	958.8	1157.1	0.338 80	1.3901	1.7289
240	24.97	0.016 922	16.327	208.36	876.9	1085.3	208.44	952.3	1160.7	0.353 35	1.3609	1.7143
250	29.82	0.017 001	13.826	218.49	869.4	1087.9	218.59	945.6	1164.2	0.367 72	1.3324	1.7001
260	35.42	0.017 084	11.768	228.64	861.8	1090.5	228.76	938.8	1167.6	0.381 93	1.3044	1.6864
270	41.85	0.017 170	10.066	238.82	854.1	1093.0	238.95	932.0	1170.9	0.395 97	1.2771	1.6731
280	49.16	0.017 259	8.650	249.02	846.3	1095.4	249.18	924.9	1174.1	0.409 86	1.2504	1.6602
290	57.53	0.017 352	7.467	259.25	838.5	1097.7	259.44	917.8	1177.2	0.423 60	1.2241	1.6477
300	66.98	0.017 449	6.472	269.52	830.5	1100.0	269.73	910.4	1180.2	0.437 20	1.1984	1.6356
310	77.64	0.017 548	5.632	279.81	822.3	1102.1	280.06	903.0	1183.0	0.450 67	1.1731	1.6238
320	89.60	0.017 652	4.919	290.14	814.1	1104.2	290.43	895.3	1185.8	0.464.00	1.1483	1.6123
330	103.00	0.017 760	4.312	300.51	805.7	1106.2	300.43	887.5	1188.4	0.477 22	1.1238	1.6010
340	117.93	0.017 872	3.792	310.91	797.1	1108.0	311.30	879.5	1190.8	0.490 31	1.0997	1.5901
350	134.53	0.017 988	3.346	321.35	788.4	1109.8	321.80	871.3	1193.1	0.503 29	1.0760	1.5793
360	152.92	0.018 108	2.961	331.84	779.6	1111.4	332.35	862.9	1195.2	0.516 17	1.0526	1.5688
370	173.23	0.018 233	2.626	342.37	770.6	1112.9	342.96	854.2	1197.2	0.528 94	1.0295	1.5585
380	195.60	0.018 363	2.339	352.95	761.4	1114.3	353.62	845.4	1199.0	0.541 63	1.0067	1.5483
390	220.2	0.018 498	2.087	363.58	752.0	1115.6	364.34	836.2	1200.6	0.554 22	0.9841	1.5383
400	247.1	0.018 638	1.8661	374.27	742.4	1116.6	375.12	826.8	1202.0	0.566 72	0.9617	1.5284
410	276.5	0.018 784	1.6726	385.01	732.6	1117.6	385.97	817.2	1203.1	0.579 16	0.9395	1.5187
420	308.5	0.018 936	1.5024	395.81	722.5	1118.3	396.89	807.2	1204.1	0.591 52	0.9175	1.5091
430	343.3	0.019 094	1.3521	406.68	712.2	1118.9	407.89	796.9	1204.8	0.603 81	0.8957	1.4995
440	381.2	0.019 260	1.2192	417.62	701.7	1119.3	418.96	786.3	1205.3	0.616 05	0.8740	1.4900
450	422.1	0.019 433	1.1011	428.6	690.9	1119.5	430.2	775.4	1205.6	0.6282	0.8523	1.4806
460	466.3	0.019 614	0.9961	439.7	679.8	1119.6	441.4	764.1	1205.5	0.6404	0.8306	1.4712
470	514.1	0.019 803	0.9025	450.9	668.4	1119.4	452.8	752.4	1205.2	0.6525	0.8093	1.4618
480	565.5	0.020 002	0.8187	462.2	656.7	1118.9	464.3	740.3	1204.6	0.6646	0.7878	1.4524
490	620.7	0.020 211	0.7436	473.6	644.7	1118.3	475.9	727.8	1203.7	0.6767	0.7663	1.4430

TABLA A-4E
(Continuación)

Temp. °F T	Pres. sat. psia P_{sat}	Volumen específico pie³/lbm		Energía interna Btu/lbm			Entalpía Btu/lbm			Entropía Btu/(lbm · R)		
		Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Evap. u_{fg}	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor sat. s_g
500	680.0	0.020 43	0.6761	485.1	632.3	1117.4	487.7	714.8	1202.5	0.6888	0.7448	1.4335
520	811.4	0.020 91	0.5605	508.5	606.2	1114.8	511.7	687.3	1196.9	0.7130	0.7015	1.4145
540	961.5	0.021 45	0.4656	532.6	578.4	1111.0	536.4	657.5	1193.8	0.7374	0.6576	1.3950
560	1131.8	0.022 07	0.3877	557.4	548.4	1105.8	562.0	625.0	1187.0	0.7620	0.6129	1.3749
580	1324.3	0.022 78	0.3225	583.1	515.9	1098.9	588.6	589.3	1178.0	0.7872	0.5668	1.3540
600	1541.0	0.023 63	0.2677	609.9	480.1	1090.0	616.7	549.7	1166.4	0.8130	0.5187	1.3317
620	1784.4	0.024 65	0.2209	638.3	440.2	1078.5	646.4	505.0	1151.4	0.8398	0.4677	1.3075
640	2057.1	0.025 93	0.1805	668.7	394.5	1063.2	678.6	453.4	1131.9	0.8681	0.4122	1.2803
660	2362	0.027 67	0.144 59	702.3	340.0	1042.3	714.4	391.1	1105.5	0.8990	0.3493	1.2483
680	2705	0.030 32	0.111 27	741.7	269.3	1011.0	756.9	309.8	1066.7	0.9350	0.2718	1.2068
700	3090	0.036 66	0.074 38	801.7	145.9	947.7	822.7	167.5	990.2	0.9902	0.1444	1.1346
705.44	3204	0.050 53	0.050 53	872.6	0	872.6	902.5	0	902.5	1.0580	0	1.0580

Fuente: Las tablas de la A-4E a la A-8E se adaptaron de Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodinamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1986, pp. 619-633. Publicada originalmente en Joseph H. Keenan, Frederick, G. Keyes, Philip G. Hill y Joan G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, Nueva York, 1969.

TABLA A-5E
Agua saturada - tabla de presiones

Pres. psia P	Temp. sat. °F T_{sat}	Volumen específico pie³/lbm		Energía interna Btu/lbm			Entalpía Btu/lbm			Entropía Btu/(lbm · R)		
		Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Evap. u_{fg}	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor sat. s_g
1.0	101.70	0.016 136	333.6	69.74	974.3	1044.0	69.74	1036.0	1105.8	0.132 66	1.8453	1.9779
2.0	126.04	0.016 230	173.75	94.02	957.8	1051.8	94.02	1022.1	1116.1	0.174 99	1.7448	1.9198
3.0	141.43	0.016 300	118.72	109.38	947.2	1056.6	109.39	1013.1	1122.5	0.200 89	1.6852	1.8861
4.0	152.93	0.016 358	90.64	120.88	939.3	1060.2	120.89	1006.4	1127.3	0.219 83	1.6426	1.8624
5.0	162.21	0.016 407	73.53	130.15	932.9	1063.0	130.17	1000.9	1131.0	0.234 86	1.6093	1.8441
6.0	170.03	0.016 451	61.98	137.96	927.4	1065.4	138.00	996.2	1134.2	0.247 36	1.5819	1.8292
8.0	182.84	0.016 526	47.35	150.81	918.4	1069.2	150.84	988.4	1139.3	0.267 54	1.5383	1.8058
10	193.19	0.016 590	38.42	161.20	911.0	1072.2	161.23	982.1	1143.3	0.283 58	1.5041	1.7877
14.696	211.99	0.016 715	26.80	180.10	897.5	1077.6	180.15	970.4	1150.5	0.312 12	1.4446	1.7567
15	213.03	0.016 723	26.29	181.14	896.8	1077.9	181.19	969.7	1150.9	0.313 67	1.4414	1.7551
20	227.96	0.016 830	20.09	196.19	885.8	1,082.0	196.26	960.1	1156.4	0.335 60	1.3962	1.7320

TABLA A-5E
(Continuación)

Pres. psia P	Temp. sat. °F T_{sat}	Volumen específico pie³/lbm		Energía interna Btu/lbm			Entalpía Btu/lbm			Entropía Btu/(lbm · R)		
		Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Evap. u_{fg}	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor sat. s_g
25	240.08	0.016 922	16.306	208.44	876.9	1085.3	208.52	952.2	1160.7	0.353 45	1.3607	1.7142
30	250.34	0.017 004	13.748	218.84	869.2	1088.0	218.93	945.4	1164.3	0.368 21	1.3314	1.6996
35	259.30	0.017 073	11.900	227.93	862.4	1090.3	228.04	939.3	1167.4	0.380 93	1.3064	1.6873
40	267.26	0.017 146	10.501	236.03	856.2	1092.3	236.16	933.8	1170.0	0.392 14	1.2845	1.6767
45	274.46	0.017 209	9.403	243.37	850.7	1094.0	243.51	928.8	1172.3	0.402 18	1.2651	1.6673
50	281.03	0.017 269	8.518	250.06	845.5	1095.6	250.24	924.2	1174.4	0.411 29	1.2476	1.6589
55	287.10	0.017 325	7.789	256.28	840.8	1097.0	256.46	919.9	1176.3	0.419 63	1.2317	1.6513
60	292.73	0.017 378	7.177	262.06	836.3	1098.3	262.25	915.8	1178.0	0.427 33	1.2170	1.6444
65	298.00	0.017 429	6.657	267.46	832.1	1099.5	267.67	911.9	1179.6	0.434 50	1.2035	1.6380
70	302.96	0.017 478	6.209	272.56	828.1	1100.6	272.79	908.3	1181.0	0.441 20	1.1909	1.6321
75	307.63	0.017 524	5.818	277.37	824.3	1101.6	277.61	904.8	1182.4	0.447 49	1.1790	1.6265
80	312.07	0.017 570	5.474	281.95	820.6	1102.6	282.21	901.4	1183.6	0.453 44	1.1679	1.6214
85	316.29	0.017 613	5.170	286.30	817.1	1103.5	286.58	898.2	1184.8	0.459 07	1.1574	1.6165
90	320.31	0.017 655	4.898	290.46	813.8	1104.3	290.76	895.1	1185.9	0.464 42	1.1475	1.6119
95	324.16	0.017 696	4.654	294.45	810.6	1105.0	294.76	892.1	1186.9	0.469 52	1.1380	1.6076
100	327.86	0.017 736	4.434	298.28	807.5	1105.8	298.61	889.2	1187.8	0.474 39	1.1290	1.6034
110	334.82	0.017 813	4.051	305.52	801.6	1107.1	305.88	883.7	1189.6	0.483 55	1.1122	1.5957
120	341.30	0.017 886	3.730	312.27	796.0	1108.3	312.67	878.5	1191.1	0.492 01	1.0966	1.5886
130	347.37	0.017 957	3.457	318.61	790.7	1109.4	319.04	873.5	1192.5	0.499 89	1.0822	1.5821
140	353.08	0.018 024	3.221	324.58	785.7	1110.3	325.05	868.7	1193.8	0.507 27	1.0686	1.5761
150	358.48	0.018 089	3.016	330.24	781.0	1111.2	330.75	864.2	1194.9	0.514 22	1.0562	1.5704
160	363.60	0.018 152	2.836	335.63	776.4	1112.0	336.16	859.8	1196.0	0.520 78	1.0443	1.5651
170	368.47	0.018 214	2.676	340.76	772.0	1112.7	341.33	855.6	1196.9	0.527 00	1.0330	1.5600
180	373.13	0.018 273	2.533	345.68	767.7	1113.4	346.29	851.5	1197.8	0.532 92	1.0223	1.5553
190	377.59	0.018 331	2.405	350.39	763.6	1114.0	351.04	847.5	1198.6	0.538 57	1.0122	1.5507
200	381.86	0.018 387	2.289	354.9	759.6	1114.6	355.6	843.7	1199.3	0.5440	1.0025	1.5464
250	401.04	0.018 653	1.8448	375.4	741.4	1116.7	376.2	825.8	1202.1	0.5680	0.9594	1.5274
300	417.43	0.018 896	1.5442	393.0	725.1	1118.2	394.1	809.8	1203.9	0.5883	0.9232	1.5115
350	431.82	0.019 124	1.3267	408.7	710.3	1119.0	409.9	795.0	1204.9	0.6060	0.8917	1.4978
400	444.70	0.019 340	1.1620	422.8	696.7	1119.5	424.2	781.2	1205.5	0.6218	0.8638	1.4856
450	456.39	0.019 547	1.0326	435.7	683.9	1119.6	437.4	768.2	1205.6	0.6360	0.8385	1.4746
500	467.13	0.019 748	0.9283	447.7	671.7	1119.4	449.5	755.8	1205.3	0.6490	0.8154	1.4645
550	477.07	0.019 943	0.8423	458.9	660.2	1119.1	460.9	743.9	1204.8	0.6611	0.7941	1.4551
600	486.33	0.020 13	0.7702	469.4	649.1	1118.6	471.7	732.4	1204.1	0.6723	0.7742	1.4464
700	503.23	0.020 51	0.6558	488.9	628.2	1117.0	491.5	710.5	1202.0	0.6927	0.7378	1.4305
800	518.36	0.020 87	0.5691	506.6	608.4	1115.0	509.7	689.6	1199.3	0.7110	0.7050	1.4160
900	532.12	0.021 23	0.5009	523.0	589.6	1112.6	526.6	669.5	1196.0	0.7277	0.6750	1.4027
1000	544.75	0.021 59	0.4459	538.4	571.5	1109.9	542.4	650.0	1192.4	0.7432	0.6471	1.3903
1200	567.37	0.022 32	0.3623	566.7	536.8	1103.5	571.7	612.3	1183.9	0.7712	0.5961	1.3673
1400	587.25	0.023 07	0.3016	592.7	503.3	1096.0	598.6	575.5	1174.1	0.7964	0.5497	1.3461
1600	605.06	0.023 86	0.2552	616.9	470.5	1087.4	624.0	538.9	1162.9	0.8196	0.5062	1.3258
1800	621.21	0.024 72	0.2183	640.0	437.6	1077.7	648.3	502.1	1150.4	0.8414	0.4645	1.3060
2000	636.00	0.025 65	0.188 13	662.4	404.2	1066.6	671.9	464.4	1136.3	0.8623	0.4238	1.2861
2500	668.31	0.028 60	0.130 59	717.7	313.4	1031.0	730.9	360.5	1091.4	0.9131	0.3196	1.2327
3000	695.52	0.034 31	0.084 04	783.4	185.4	968.8	802.5	213.0	1015.5	0.9732	0.1843	1.1575
3203.6	705.44	0.050 53	0.050 53	872.6	0	872.6	902.5	0	902.5	1.0580	0	1.0580

TABLA A-6E

Agua sobrecalentada

T °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)
	P = 1.0 psia (101.70°F)*				P = 5.0 psia (162.21°F)				P = 10.0 psia (193.19°F)			
Sat.†	333.6	1044.0	1105.8	1.9779	73.53	1063.0	1131.0	1.8441	38.42	1072.2	1143.3	1.7877
200	392.5	1077.5	1150.1	2.0508	78.15	1076.3	1148.6	1.8715	38.85	1074.7	1146.6	1.7927
240	416.4	1091.2	1168.3	2.0775	83.00	1090.3	1167.1	1.8987	41.32	1089.0	1165.5	1.8205
280	440.3	1105.0	1186.5	2.1028	87.83	1104.3	1185.5	1.9244	43.77	1103.3	1184.3	1.8467
320	464.2	1118.9	1204.8	2.1269	92.64	1118.3	1204.0	1.9487	46.20	1117.6	1203.1	1.8714
360	488.1	1132.9	1223.2	2.1500	97.45	1132.4	1222.6	1.9719	48.62	1131.8	1221.8	1.8948
400	511.9	1147.0	1241.8	2.1720	102.24	1146.6	1241.2	1.9941	51.03	1146.1	1240.5	1.9171
440	535.8	1161.2	1260.4	2.1932	107.03	1160.9	1259.9	2.0154	53.44	1160.5	1259.3	1.9385
500	571.5	1182.8	1288.5	2.2235	114.20	1182.5	1288.2	2.0458	57.04	1182.2	1287.7	1.9690
600	631.1	1219.3	1336.1	2.2706	126.15	1219.1	1335.8	2.0930	63.03	1218.9	1335.5	2.0164
700	690.7	1256.7	1384.5	2.3142	138.08	1256.5	1384.3	2.1367	69.01	1256.3	1384.0	2.0601
800	750.3	1294.9	1433.7	2.3550	150.01	1294.7	1433.5	2.1775	74.96	1294.6	1433.3	2.1009
1000	869.5	1373.9	1534.8	2.4294	173.86	1373.9	1534.7	2.2520	86.91	1373.8	1534.6	2.1755
1200	988.6	1456.7	1639.6	2.4967	197.70	1456.6	1639.5	2.3192	98.84	1456.5	1639.4	2.2428
1400	1107.7	1543.1	1748.1	2.5584	221.54	1543.1	1748.1	2.3810	110.76	1543.0	1748.0	2.3045
	P = 14.696 psia (211.99°F)				P = 20 psia (227.96°F)				P = 40 psia (267.26°F)			
Sat.	26.80	1077.6	1150.5	1.7567	20.09	1082.0	1156.4	1.7320	10.501	1092.3	1170.0	1.6757
240	28.00	1087.9	1164.0	1.7764	20.47	1086.5	1162.3	1.7405				
280	29.69	1102.4	1183.1	1.8030	21.73	1101.4	1181.8	1.7676	10.711	1097.3	1176.6	1.6857
320	31.36	1116.8	1202.1	1.8280	22.98	1116.0	1201.0	1.7930	11.360	1112.8	1196.9	1.7124
360	33.02	1131.2	1221.0	1.8516	24.21	1130.6	1220.1	1.8168	11.996	1128.0	1216.8	1.7373
400	34.67	1145.6	1239.9	1.8741	25.43	1145.1	1239.2	1.8395	12.623	1143.0	1236.4	1.7606
440	36.31	1160.1	1258.8	1.8956	26.64	1159.6	1258.2	1.8611	13.243	1157.8	1255.8	1.7828
500	38.77	1181.8	1287.3	1.9263	28.46	1181.5	1286.8	1.8919	14.164	1180.1	1284.9	1.8140
600	42.86	1218.6	1335.2	1.9737	31.47	1218.4	1334.8	1.9395	15.685	1217.3	1333.4	1.8621
700	46.93	1256.1	1383.8	2.0175	34.47	1255.9	1383.5	1.9834	17.196	1255.1	1382.4	1.9063
800	51.00	1294.4	1433.1	2.0584	37.46	1294.3	1432.9	2.0243	18.701	1293.7	1432.1	1.9474
1000	59.13	1373.7	1534.5	2.1330	43.44	1373.5	1534.3	2.0989	21.70	1373.1	1533.8	2.0223
1200	67.25	1456.5	1639.3	2.2003	49.41	1456.4	1639.2	2.1663	24.69	1456.1	1638.9	2.0897
1400	75.36	1543.0	1747.9	2.2621	55.37	1542.9	1747.9	2.2281	27.68	1542.7	1747.6	2.1515
1600	83.47	1633.2	1860.2	2.3194	61.33	1633.2	1860.1	2.2854	30.66	1633.0	1859.9	2.2089
	P = 60 psia (292.73°F)				P = 80 psia (312.07°F)				P = 100 psia (327.86°F)			
Sat.	7.177	1098.3	1178.0	1.6444	5.474	1102.6	1183.6	1.6214	4.434	1105.8	1187.8	1.6034
320	7.485	1109.5	1192.6	1.6634	5.544	1106.0	1188.0	1.6271				
360	7.924	1125.3	1213.3	1.6893	5.886	1122.5	1209.7	1.6541	4.682	1119.7	1205.9	1.6259
400	8.353	1140.8	1233.5	1.7134	6.217	1138.5	1230.6	1.6790	4.934	1136.2	1227.5	1.6517
440	8.775	1156.0	1253.4	1.7360	6.541	1154.2	1251.0	1.7022	5.199	1152.3	1248.5	1.6755
500	9.399	1178.6	1283.0	1.7678	7.017	1177.2	1281.1	1.7346	5.587	1175.7	1279.1	1.7085
600	10.425	1216.3	1332.1	1.8165	7.794	1215.3	1330.7	1.7836	6.216	1214.2	1329.3	1.7582
700	11.440	1254.4	1381.4	1.8609	8.561	1253.6	1380.3	1.8285	6.834	1252.8	1379.2	1.8033
800	12.448	1293.0	1431.2	1.9022	9.321	1292.4	1430.4	1.8700	7.445	1291.8	1429.6	1.8449
1000	14.454	1372.7	1533.2	1.9773	10.831	1372.3	1532.6	1.9453	8.657	1371.9	1532.1	1.9204
1200	16.452	1455.8	1636.5	2.0448	12.333	1455.5	1638.1	2.0130	9.861	1455.2	1637.7	1.9882
1400	18.445	1542.5	1747.3	2.1067	13.830	1542.3	1747.0	2.0749	11.060	1542.0	1746.7	2.0502
1600	20.44	1632.8	1859.7	2.1641	15.324	1632.6	1859.5	2.1323	12.257	1632.4	1859.3	2.1076
1800	22.43	1726.7	1975.7	2.2179	16.818	1726.5	1975.5	2.1861	13.452	1726.4	1975.3	2.1614
2000	24.41	1824.0	2095.1	2.2685	18.310	1823.9	2094.9	2.2367	14.647	1823.7	2094.8	2.2121

*La temperatura entre paréntesis es la temperatura de saturación a la presión especificada.

†Propiedades del vapor saturado a la presión especificada.

TABLA A-3
(Continuación)

b) A diversas temperaturas

Sólidos

Sustancia	Temp.	C_p kJ/(kg · K)	Sustancia	Temp.	C_p kJ/(kg · K)
Hielo	200 K	1.56	Plata	20°C	0.233
	220 K	1.71		200°C	0.243
	240 K	1.86	Plomo	−173°C	0.118
	260 K	2.01		−50°C	0.126
	270 K	2.08		27°C	0.129
	273 K	2.11		100°C	0.131
Aluminio	200 K	0.797		200°C	0.136
	250 K	0.859	Cobre	−173°C	0.254
	300 K	0.902		−100°C	0.342
	350 K	0.929		−50°C	0.367
	400 K	0.949		0°C	0.381
	450 K	0.973		27°C	0.386
	500 K	0.997		100°C	0.393
Hierro	20°C	0.448		200°C	0.403

Líquidos

Sustancia	Estado	C_p kJ/(kg · K)	Sustancia	Estado	C_p kJ/(kg · K)
Agua	1 atm, 273 K	4.217	Benceno	1 atm, 15°C	1.80
	1 atm, 280 K	4.198		1 atm, 65°C	1.92
	1 atm, 300 K	4.179	Glicerina	1 atm, 10°C	2.32
	1 atm, 320 K	4.180		1 atm, 50°C	2.58
	1 atm, 340 K	4.188	Mercurio	1 atm, 10°C	0.138
	1 atm, 360 K	4.203		1 atm, 315°C	0.134
	1 atm, 373 K	4.218	Sodio	1 atm, 95°C	1.38
Amoniaco	Sat., −20°C	4.52		1 atm, 540°C	1.26
	Sat., 50°C	5.10	Propano	1 atm, 0°C	2.41
Refrigerante 12	Sat., −40°C	0.883	Bismuto	1 atm, 425°C	0.144
	Sat., −20°C	0.908		1 atm, 760°C	0.164
	Sat., 50°C	1.02	Alcohol etílico	1 atm, 25°C	2.43

Fuente: Adaptada de Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed. McGraw-Hill, Nueva York, 1983, p. 813, tabla A-19M. 1.

T °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)
	P = 120 psia (341.30°F)				P = 140 psia (353.08°F)				P = 160 psia (363.60°F)			
Sat.	3.730	1108.3	1191.1	1.5886	3.221	1110.3	1193.8	1.5761	2.836	1112.0	1196.0	1.5651
360	3.844	1116.7	1202.0	1.6021	3.259	1113.5	1198.0	1.5812				
400	4.079	1133.8	1224.4	1.6288	3.466	1131.4	1221.2	1.6086	3.007	1128.8	1217.8	1.5911
450	4.360	1154.3	1251.2	1.6590	3.713	1152.4	1248.6	1.6399	3.228	1150.5	1246.1	1.6230
500	4.633	1174.2	1277.1	1.6868	3.952	1172.7	1275.1	1.6682	3.440	1171.2	1273.0	1.6518
550	4.900	1193.8	1302.6	1.7127	4.184	1192.6	1300.9	1.6944	3.646	1191.3	1299.2	1.6784
600	5.164	1213.2	1327.8	1.7371	4.412	1212.1	1326.4	1.7191	3.848	1211.1	1325.0	1.7034
700	5.682	1252.0	1378.2	1.7825	4.860	1251.2	1377.1	1.7648	4.243	1250.4	1376.0	1.7494
800	6.195	1291.2	1428.7	1.8243	5.301	1290.5	1427.9	1.8068	4.631	1289.9	1427.0	1.7916
1000	7.208	1371.5	1531.5	1.9000	6.173	1371.0	1531.0	1.8827	5.397	1370.6	1530.4	1.8677
1200	8.213	1454.9	1637.3	1.9679	7.036	1454.6	1636.9	1.9507	6.154	1454.3	1636.5	1.9358
1400	9.214	1541.8	1746.4	2.0300	7.895	1541.6	1746.1	2.0129	6.906	1541.4	1745.9	1.9980
1600	10.212	1632.3	1859.0	2.0875	8.752	1632.1	1858.8	2.0704	7.656	1631.9	1858.6	2.0556
1800	11.209	1726.2	1975.1	2.1413	9.607	1726.1	1975.0	2.1242	8.405	1725.9	1974.8	2.1094
2000	12.205	1823.6	2094.6	2.1919	10.461	1823.5	2094.5	2.1749	9.153	1823.3	2094.3	2.1601
	P = 180 psia (373.13°F)				P = 200 psia (381.86°F)				P = 225 psia (391.87°F)			
Sat.	2.533	1113.4	1197.8	1.5553	2.289	1114.6	1199.3	1.5464	2.043	1115.8	1200.8	1.5365
400	2.648	1126.2	1214.4	1.5749	2.361	1123.5	1210.8	1.5600	2.073	1119.9	1206.2	1.5427
450	2.850	1148.5	1243.4	1.6078	2.548	1146.4	1240.7	1.5938	2.245	1143.8	1237.3	1.5779
500	3.042	1169.6	1270.9	1.6372	2.724	1168.0	1268.8	1.6239	2.405	1165.9	1266.1	1.6087
550	3.228	1190.0	1297.5	1.6642	2.893	1188.7	1295.7	1.6512	2.588	1187.0	1293.5	1.6366
600	3.409	1210.0	1323.5	1.6893	3.058	1208.9	1322.1	1.6767	2.707	1207.5	1320.2	1.6624
700	3.763	1249.6	1374.9	1.7357	3.379	1248.8	1373.8	1.7234	2.995	1247.7	1372.4	1.7095
800	4.110	1289.3	1426.2	1.7781	3.693	1288.6	1425.3	1.7660	3.276	1287.8	1424.2	1.7523
900	4.453	1329.4	1477.7	1.8175	4.003	1328.9	1477.1	1.8055	3.553	1328.3	1476.2	1.7920
1000	4.793	1370.2	1529.8	1.8545	4.310	1369.8	1529.3	1.8425	3.827	1369.3	1528.6	1.8292
1200	5.467	1454.0	1636.1	1.9227	4.916	1453.7	1635.7	1.9109	4.369	1453.4	1635.3	1.8977
1400	6.137	1541.2	1745.6	1.9849	5.521	1540.9	1745.3	1.9732	4.906	1540.7	1744.9	1.9600
1600	6.804	1631.7	1858.4	2.0425	6.123	1631.6	1858.2	2.0308	5.441	1631.3	1857.9	2.0177
1800	7.470	1725.8	1974.6	2.0964	6.722	1725.6	1974.4	2.0847	5.976	1725.4	1974.2	2.0716
2000	8.135	1823.2	2094.2	2.1470	7.321	1823.0	2094.0	2.1354	6.507	1822.9	2093.8	2.1223
	P = 250 psia (401.04°F)				P = 275 psia (409.52°F)				P = 300 psia (417.43°F)			
Sat.	1.8448	1116.7	1202.1	1.5274	1.6813	1117.5	1203.1	1.5192	1.5442	1118.2	1203.9	1.5115
450	2.002	1141.1	1233.7	1.5632	1.8026	1138.3	1230.0	1.5495	1.6361	1135.4	1226.2	1.5365
500	2.150	1163.8	1263.3	1.5948	1.9407	1161.7	1260.4	1.5820	1.7662	1159.5	1257.5	1.5701
550	2.290	1185.3	1291.3	1.6233	2.071	1183.6	1289.0	1.6110	1.8878	1181.9	1286.7	1.5997
600	2.426	1206.1	1318.3	1.6494	2.196	1204.7	1316.4	1.6376	2.004	1203.2	1314.5	1.6266
650	2.558	1226.5	1344.9	1.6739	2.317	1225.3	1343.2	1.6623	2.117	1224.1	1341.6	1.6516
700	2.688	1246.7	1371.1	1.6970	2.436	1245.7	1369.7	1.6856	2.227	1244.6	1368.3	1.6751
800	2.943	1287.0	1423.2	1.7401	2.670	1286.2	1422.1	1.7289	2.442	1285.4	1421.0	1.7187
900	3.193	1327.6	1475.3	1.7799	2.898	1327.0	1474.5	1.7689	2.653	1326.3	1473.6	1.7589
1000	3.440	1368.7	1527.9	1.8172	3.124	1368.2	1527.2	1.8064	2.860	1367.7	1526.5	1.7964
1200	3.929	1453.0	1634.8	1.8858	3.570	1452.6	1634.3	1.8751	3.270	1452.2	1633.8	1.8653
1400	4.414	1540.4	1744.6	1.9483	4.011	1540.1	1744.2	1.9376	3.675	1539.8	1743.8	1.9279
1600	4.896	1631.1	1857.6	2.0060	4.450	1630.9	1857.3	1.9954	4.078	1630.7	1857.0	1.9857
1800	5.376	1725.2	1974.0	2.0599	4.887	1725.0	1973.7	2.0493	4.479	1724.9	1973.5	2.0396
2000	5.856	1822.7	2093.6	2.1106	5.323	1822.5	2093.4	2.1000	4.879	1822.3	2093.2	2.0904

TABLA A-6E

(Continuación)

T °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)
	P = 350 psia (431.82°F)				P = 400 psia (444.70°F)				P = 450 psia (456.39°F)			
Sat.	1.3267	1119.0	1204.9	1.4978	1.1620	1119.5	1205.5	1.4656	1.0326	1119.6	1205.6	1.4746
450	1.3733	1129.2	1218.2	1.5125	1.1745	1122.6	1209.6	1.4901				
500	1.4913	1154.9	1251.5	1.5482	1.2843	1150.1	1245.2	1.5282	1.1226	1145.1	1238.5	1.5097
550	1.5998	1178.3	1281.9	1.5790	1.3833	1174.6	1277.0	1.5605	1.2146	1170.7	1271.9	1.5436
600	1.7025	1200.3	1310.6	1.6066	1.4760	1197.3	1306.6	1.5892	1.2996	1194.3	1302.5	1.5732
650	1.8013	1221.6	1338.3	1.6323	1.5645	1219.1	1334.9	1.6153	1.3803	1216.6	1331.5	1.6000
700	1.8975	1242.5	1365.4	1.6562	1.6503	1240.4	1362.5	1.6397	1.4580	1238.2	1359.6	1.6248
800	2.085	1283.8	1418.8	1.7004	1.8163	1282.1	1416.6	1.6844	1.6077	1280.5	1414.4	1.6701
900	2.267	1325.0	1471.8	1.7409	1.9776	1323.7	1470.1	1.7252	1.7524	1322.4	1468.3	1.7113
1000	2.446	1366.6	1525.0	1.7787	2.136	1365.5	1523.6	1.7632	1.8941	1364.4	1522.2	1.7495
1200	2.799	1451.5	1632.8	1.8478	2.446	1450.7	1631.8	1.8327	2.172	1450.0	1630.8	1.8192
1400	3.148	1539.3	1743.1	1.9106	2.752	1538.7	1742.4	1.8956	2.444	1538.1	1741.7	1.8823
1600	3.494	1630.2	1856.5	1.9685	3.055	1629.8	1855.9	1.9535	2.715	1629.3	1855.4	1.9403
1800	3.838	1724.5	1973.1	2.0225	3.357	1724.1	1972.6	2.0076	2.983	1723.7	1972.1	1.9944
2000	4.182	1822.0	2092.8	2.0733	3.658	1821.6	2092.4	2.0584	3.251	1821.3	2092.0	2.0453
	P = 500 psia (467.13°F)				P = 600 psia (486.33°F)				P = 700 psia (503.23°F)			
Sat.	0.9283	1119.4	1205.3	1.4645	0.7702	1118.6	1204.1	1.4464	0.6558	1117.0	1202.0	1.4305
500	0.9924	1139.7	1231.5	1.4923	0.7947	1128.0	1216.2	1.4592				
550	1.0792	1166.7	1266.6	1.5279	0.8749	1158.2	1255.4	1.4990	0.7275	1149.0	1243.2	1.4723
600	1.1583	1191.1	1298.3	1.5585	0.9456	1184.5	1289.5	1.5320	0.7929	1177.5	1280.2	1.5081
650	1.2327	1214.0	1328.0	1.5860	1.0109	1208.6	1320.9	1.5609	0.8520	1203.1	1313.4	1.5387
700	1.3040	1236.0	1356.7	1.6112	1.0727	1231.5	1350.6	1.5872	0.9073	1226.9	1344.4	1.5661
800	1.4407	1278.8	1412.1	1.6571	1.1900	1275.4	1407.6	1.6343	1.0109	1272.0	1402.9	1.6145
900	1.5723	1321.0	1466.5	1.6987	1.3021	1318.4	1462.9	1.6766	1.1089	1315.6	1459.3	1.6576
1000	1.7008	1363.3	1520.7	1.7371	1.4108	1361.2	1517.8	1.7155	1.2036	1358.9	1514.9	1.6970
1100	1.8271	1406.0	1575.1	1.7731	1.5173	1404.2	1572.7	1.7519	1.2960	1402.4	1570.2	1.7337
1200	1.9518	1449.2	1629.8	1.8072	1.6222	1447.7	1627.8	1.7861	1.3868	1446.2	1625.8	1.7682
1400	2.196	1537.6	1741.0	1.8704	1.8289	1536.5	1739.5	1.8497	1.5652	1535.3	1738.1	1.8321
1600	2.442	1628.9	1854.8	1.9285	2.033	1628.0	1853.7	1.9080	1.7409	1627.1	1852.6	1.8906
1800	2.684	1723.3	1971.7	1.9827	2.236	1722.6	1970.8	1.9622	1.9152	1721.8	1969.9	1.9449
2000	2.926	1820.9	2091.6	2.0335	2.438	1820.2	2090.8	2.0131	2.0887	1819.5	2090.1	1.9958
	P = 800 psia (518.36°F)				P = 1000 psia (544.75°F)				P = 1250 psia (572.56°F)			
Sat.	0.5691	1115.0	1199.3	1.4160	0.4459	1109.9	1192.4	1.3903	0.3454	1101.7	1181.6	1.3619
550	0.6154	1138.8	1229.9	1.4469	0.4534	1114.8	1198.7	1.3966				
600	0.6776	1170.1	1270.4	1.4861	0.5140	1153.7	1248.8	1.4450	0.3786	1129.0	1216.6	1.3954
650	0.7324	1197.2	1305.6	1.5186	0.5637	1184.7	1289.1	1.4822	0.4267	1167.2	1266.0	1.4410
700	0.7829	1222.1	1338.0	1.5471	0.6080	1212.0	1324.6	1.5135	0.4670	1196.4	1306.4	1.4767
750	0.8306	1245.7	1368.6	1.5730	0.6490	1237.2	1357.3	1.5412	0.5030	1226.1	1342.4	1.5070
800	0.8764	1268.5	1398.2	1.5969	0.6878	1261.2	1388.5	1.5664	0.5364	1251.8	1375.8	1.5341
900	0.9640	1312.9	1455.6	1.6408	0.7610	1307.3	1448.1	1.6120	0.5984	1300.0	1436.4	1.5820
1000	1.0482	1356.7	1511.9	1.6807	0.8305	1352.2	1505.9	1.6530	0.6563	1346.4	1496.2	1.6244
1100	1.1300	1400.5	1567.8	1.7178	0.8976	1396.8	1562.9	1.6908	0.7116	1392.0	1556.6	1.6631
1200	1.2102	1444.6	1623.8	1.7526	0.9630	1441.5	1619.7	1.7261	0.7652	1437.5	1614.5	1.6991
1400	1.3674	1534.2	1736.6	1.8167	1.0905	1531.9	1733.7	1.7909	0.8689	1529.0	1730.0	1.7648
1600	1.5218	1626.2	1851.5	1.8754	1.2152	1624.4	1849.3	1.8499	0.9699	1622.2	1846.5	1.8243
1800	1.6749	1721.0	1969.0	1.9298	1.3384	1719.5	1967.2	1.9046	1.0693	1717.6	1965.0	1.8791
2000	1.8271	1818.8	2089.3	1.9808	1.4608	1817.4	2087.7	1.9557	1.1678	1815.7	2085.8	1.9304

TABLA A-6E

(Continuación)

T °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)
	P = 1500 psia (596.39°F)				P = 1750 psia (617.31°F)				P = 2000 psia (636.00°F)			
Sat.	0.2769	1091.8	1168.7	1.3359	0.2268	1080.2	1153.7	1.3109	0.188 13	1066.6	1136.3	1.2861
600	0.2816	1096.6	1174.8	1.3416								
650	0.3329	1147.0	1239.4	1.4012	0.2627	1122.5	1207.6	1.3603	0.2057	1091.1	1167.2	1.3141
700	0.3716	1183.4	1286.6	1.4429	0.3022	1166.7	1264.6	1.4106	0.2487	1147.7	1239.6	1.3782
750	0.4049	1214.1	1326.5	1.4767	0.3341	1201.3	1309.5	1.4485	0.2803	1187.3	1291.1	1.4216
800	0.4350	1241.8	1362.5	1.5056	0.3622	1231.3	1348.6	1.4802	0.3071	1220.1	1333.6	1.4562
850	0.4631	1267.7	1396.2	1.5320	0.3878	1258.8	1384.4	1.5081	0.3312	1249.5	1372.0	1.4860
900	0.4897	1292.5	1428.5	1.5562	0.4119	1284.6	1418.2	1.5334	0.3534	1276.8	1407.6	1.5126
1000	0.5400	1340.4	1490.3	1.6001	0.4569	1334.3	1482.3	1.5789	0.3945	1328.1	1474.1	1.5598
1100	0.5876	1387.2	1550.3	1.6399	0.4990	1382.2	1543.8	1.6197	0.4325	1377.2	1537.2	1.6017
1200	0.6334	1433.5	1609.3	1.6765	0.5392	1429.4	1604.0	1.6571	0.4685	1425.2	1596.6	1.6398
1400	0.7213	1526.1	1726.3	1.7431	0.6158	1523.1	1722.6	1.7245	0.5368	1520.2	1718.8	1.7082
1600	0.8064	1619.9	1843.7	1.8031	0.6896	1617.6	1841.0	1.7850	0.6020	1615.4	1838.2	1.7692
1800	0.8899	1715.7	1962.7	1.8582	0.7617	1713.9	1960.5	1.8404	0.6656	1712.0	1958.3	1.8249
2000	0.9725	1814.0	2083.9	1.9096	0.8330	1812.3	2082.0	1.8919	0.7284	1810.6	2080.2	1.8765
	P = 2500 psia (668.31°F)				P = 3000 psia (695.52°F)				P = 3500 psia			
Sat.	0.130 59	1031.0	1091.4	1.2327	0.084 04	968.8	1015.5	1.1575				
650									0.024 91	663.5	679.7	0.8630
700	0.168 39	1098.7	1176.6	1.3073	0.097 71	1003.9	1058.1	1.1944	0.030 58	759.5	779.3	0.9606
750	0.2030	1155.2	1249.1	1.3686	0.148 31	1114.7	1197.1	1.3122	0.104 60	1058.4	1126.1	1.2440
800	0.2291	1195.7	1301.7	1.4112	0.175 72	1167.6	1265.2	1.3675	0.136 26	1134.7	1223.0	1.3226
850	0.2513	1229.5	1345.8	1.4456	0.197 31	1207.7	1317.2	1.4080	0.158 18	1183.4	1285.9	1.3716
900	0.2712	1259.5	1385.4	1.4752	0.2160	1241.8	1361.7	1.4414	0.176 25	1222.4	1336.5	1.4096
950	0.2896	1288.2	1422.2	1.5018	0.2328	1272.7	1402.0	1.4705	0.192 14	1256.4	1380.8	1.4416
1000	0.3069	1315.2	1457.2	1.5262	0.2485	1301.7	1439.6	1.4967	0.2066	1287.6	1421.4	1.4699
1100	0.3393	1366.8	1523.8	1.5704	0.2772	1356.2	1510.1	1.5434	0.2328	1345.2	1496.0	1.5193
1200	0.3696	1416.7	1587.7	1.6101	0.3036	1408.0	1576.6	1.5848	0.2566	1399.2	1565.3	1.5624
1400	0.4261	1514.2	1711.3	1.6804	0.3524	1508.1	1703.7	1.6571	0.2997	1501.9	1696.1	1.6368
1600	0.4795	1610.2	1832.6	1.7424	0.3978	1606.3	1827.1	1.7201	0.3395	1601.7	1821.6	1.7010
1800	0.5312	1708.2	1954.0	1.7986	0.4416	1704.5	1949.6	1.7769	0.3776	1700.8	1945.4	1.7583
2000	0.5820	1807.2	2076.4	1.8506	0.4844	1803.9	2072.8	1.8291	0.4147	1800.6	2069.2	1.8108
	P = 4000 psia				P = 5000 psia				P = 6000 psia			
650	0.024 47	657.7	675.8	0.8574	0.023 77	648.0	670.0	0.8482	0.012 22	640.0	665.8	0.8405
700	0.028 67	742.1	763.4	0.9345	0.026 76	721.8	746.6	0.9156	0.025 63	708.1	736.5	0.9028
750	0.063 31	960.7	1007.5	1.1395	0.033 64	821.4	852.6	1.0049	0.029 76	788.6	821.7	0.9746
800	0.105 22	1095.0	1172.9	1.2740	0.059 32	987.2	1042.1	1.1583	0.039 42	896.9	940.7	1.0708
850	0.128 33	1156.5	1251.5	1.3352	0.085 56	1092.7	1171.9	1.2596	0.058 18	1018.8	1083.4	1.1620
900	0.146 22	1201.5	1309.7	1.3789	0.103 85	1155.1	1251.1	1.3190	0.075 88	1102.9	1187.2	1.2599
950	0.161 51	1239.2	1358.8	1.4144	0.118 53	1202.2	1311.9	1.3629	0.090 08	1162.0	1262.0	1.3140
1000	0.175 20	1272.9	1402.6	1.4449	0.131 20	1242.0	1363.4	1.3988	0.102 07	1209.1	1322.4	1.3561
1100	0.199 54	1333.9	1481.6	1.4973	0.153 02	1310.6	1452.2	1.4577	0.122 18	1286.4	1422.1	1.4222
1200	0.2213	1390.1	1553.9	1.5423	0.171 99	1371.6	1530.8	1.5066	0.139 27	1352.7	1507.3	1.4752
1300	0.2414	1443.7	1622.4	1.5823	0.189 18	1428.6	1603.7	1.5493	0.154 53	1413.3	1584.9	1.5206
1400	0.2603	1495.7	1686.4	1.6188	0.205 17	1483.2	1673.0	1.5876	0.168 54	1470.5	1657.6	1.5608
1600	0.2959	1597.1	1816.1	1.6841	0.2348	1587.9	1805.2	1.6551	0.194 20	1578.7	1794.3	1.6307
1800	0.3296	1697.1	1941.1	1.7420	0.2626	1689.8	1932.7	1.7142	0.218 01	1682.4	1924.5	1.6910
2000	0.3625	1797.3	2065.6	1.7948	0.2895	1790.8	2058.6	1.7676	0.240 87	1784.3	2051.7	1.7450

TABLA A-7E

Agua líquida comprimida

T °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)
	P = 500 psia (467.13°F)				P = 1000 psia (544.75°F)				P = 1500 psia (596.39°F)			
Sat.	0.019 748	447.70	449.53	0.649 04	0.021 591	538.39	542.38	0.743 20	0.023 461	604.97	611.48	0.808 24
32	0.015 994	0.00	1.49	0.000 00	0.015 967	0.03	2.99	0.000 05	0.015 939	0.05	4.47	0.000 07
50	0.015 998	18.02	19.50	0.035 99	0.015 972	17.99	20.94	0.035 92	0.015 946	17.95	22.38	0.035 84
100	0.016 106	67.87	69.36	0.129 32	0.016 082	67.70	70.66	0.129 01	0.016 058	67.53	71.99	0.128 70
150	0.016 318	117.66	119.17	0.214 57	0.016 293	117.38	120.40	0.214 10	0.016 268	117.10	121.62	0.213 64
200	0.016 608	167.65	169.19	0.293 41	0.016 580	167.26	170.32	0.292 81	0.016 554	166.87	171.46	0.292 21
250	0.016 972	217.99	219.56	0.367 02	0.016 941	217.47	220.61	0.366 26	0.016 910	216.96	221.65	0.365 54
300	0.017 416	268.92	270.53	0.436 41	0.017 379	268.24	271.46	0.435 52	0.017 343	267.58	272.39	0.434 63
350	0.017 954	320.71	322.37	0.502 49	0.017 909	319.83	323.15	0.501 40	0.017 865	318.98	323.94	0.500 34
400	0.018 608	373.68	375.40	0.566 04	0.018 550	372.55	375.98	0.564 72	0.018 493	371.45	376.59	0.563 43
450	0.019 420	428.40	430.19	0.627 98	0.019 340	426.89	430.47	0.626 32	0.019 264	425.44	430.79	0.624 70
500					0.020 36	483.8	487.5	0.6874	0.020 24	481.8	487.4	0.6853
550									0.021 58	542.1	548.1	0.7469
	P = 2000 psia (636.00°F)				P = 3000 psia (695.52°F)				P = 5000 psia			
Sat.	0.025 649	662.40	671.89	0.862 27	0.034 310	783.45	802.50	0.973 20				
32	0.015 912	0.06	5.95	0.000 08	0.015 859	0.09	8.90	0.000 09	0.015 755	0.11	14.70	−0.000 01
50	0.015 920	17.91	23.81	0.035 75	0.015 870	17.84	26.65	0.035 55	0.015 773	17.67	32.26	0.035 08
100	0.016 034	67.37	73.30	0.128 39	0.015 987	67.04	75.91	0.127 77	0.015 897	66.40	81.11	0.126 51
200	0.016 527	166.49	172.60	0.291 62	0.016 476	165.74	174.89	0.290 46	0.016 376	164.32	179.47	0.288 18
300	0.017 308	266.93	273.33	0.433 76	0.017 240	265.66	275.23	0.432 05	0.017 110	263.25	279.08	0.428 75
400	0.018 439	370.38	377.21	0.562 16	0.018 334	368.32	378.50	0.559 70	0.018 141	364.47	381.25	0.555 06
450	0.019 191	424.04	431.14	0.623 13	0.019 053	421.36	431.93	0.620 11	0.018 803	416.44	433.84	0.614 51
500	0.020 14	479.8	487.3	0.6832	0.019 944	476.2	487.3	0.6794	0.019 603	469.8	487.9	0.6724
560	0.021 72	551.8	559.8	0.7565	0.021 382	546.2	558.0	0.7508	0.020 835	536.7	556.0	0.7411
600	0.023 30	605.4	614.0	0.8086	0.022 74	597.0	609.6	0.8004	0.021 91	584.0	604.2	0.7876
640					0.024 75	654.3	668.0	0.8545	0.023 34	634.6	656.2	0.8357
680					0.028 79	726.4	744.3	0.9226	0.025 35	690.6	714.1	0.8873
700									0.026 76	721.8	746.6	0.9156

TABLA A-8E
Hielo saturado - vapor de agua

Temp. °F T	Pres. sat. psia P_{sat}	Volumen específico pie³/lbm		Energía interna Btu/lbm			Entalpía Btu/lbm			Entropía Btu/(lbm · R)		
		Hielo sat. v_i	Vapor sat. $v_g \times 10^{-3}$	Hielo sat. u_i	Subl. u_{ig}	Vapor sat. u_g	Hielo sat. h_i	Subl. h_{ig}	Vapor sat. h_g	Hielo sat. s_i	Subl. s_{ig}	Vapor sat. s_g
32.018	0.0887	0.017 47	3.302	−143.34	1164.6	1021.2	−143.34	1218.7	1075.4	−0.292	2.479	2.187
32	0.0886	0.017 47	3.305	−143.35	1164.6	1021.2	−143.35	1218.7	1075.4	−0.292	2.479	2.187
30	0.0808	0.017 47	3.607	−144.35	1164.9	1020.5	−144.35	1218.9	1074.5	−0.294	2.489	2.195
25	0.0641	0.017 46	4.506	−146.84	1165.7	1018.9	−146.84	1219.1	1072.3	−0.299	2.515	2.216
20	0.0505	0.017 45	5.655	−149.31	1166.5	1017.2	−149.31	1219.4	1070.1	−0.304	2.542	2.238
15	0.0396	0.017 45	7.13	−151.75	1167.3	1015.5	−151.75	1219.7	1067.9	−0.309	2.569	2.260
10	0.0309	0.017 44	9.04	−154.17	1168.1	1013.9	−154.17	1219.9	1065.7	−0.314	2.597	2.283
5	0.0240	0.017 43	11.52	−156.56	1168.8	1012.2	−156.56	1220.1	1063.5	−0.320	2.626	2.306
0	0.0185	0.017 43	14.77	−158.93	1169.5	1010.6	−158.93	1220.2	1061.2	−0.325	2.655	2.330
−5	0.0142	0.017 42	19.03	−161.27	1170.2	1008.9	−161.27	1220.3	1059.0	−0.330	2.684	2.354
−10	0.0109	0.017 41	24.66	−163.59	1170.9	1007.3	−163.59	1220.4	1056.8	−0.335	2.714	2.379
−15	0.0082	0.017 40	32.2	−165.89	1171.5	1005.6	−165.89	1220.5	1054.6	−0.340	2.745	2.405
−20	0.0062	0.017 40	42.2	−168.16	1172.1	1003.9	−168.16	1220.6	1052.4	−0.345	2.776	2.431
−25	0.0046	0.017 39	55.7	−170.40	1172.7	1002.3	−170.40	1220.6	1050.2	−0.351	2.808	2.457
−30	0.0035	0.017 38	74.1	−172.63	1173.2	1000.6	−172.63	1220.6	1048.0	−0.356	2.841	2.485
−35	0.0026	0.017 37	99.2	−174.82	1173.8	998.9	−174.82	1220.6	1045.8	−0.361	2.874	2.513
−40	0.0019	0.017 37	133.8	−177.00	1174.3	997.3	−177.00	1220.6	1043.6	−0.366	2.908	2.542

FIGURA A-9E

Diagrama *T-s* para el agua. (*Fuente:* Joseph H. Keenan, Frederick G. Keyes, Philip G. Hill y Joan G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, Nueva York, 1969.)

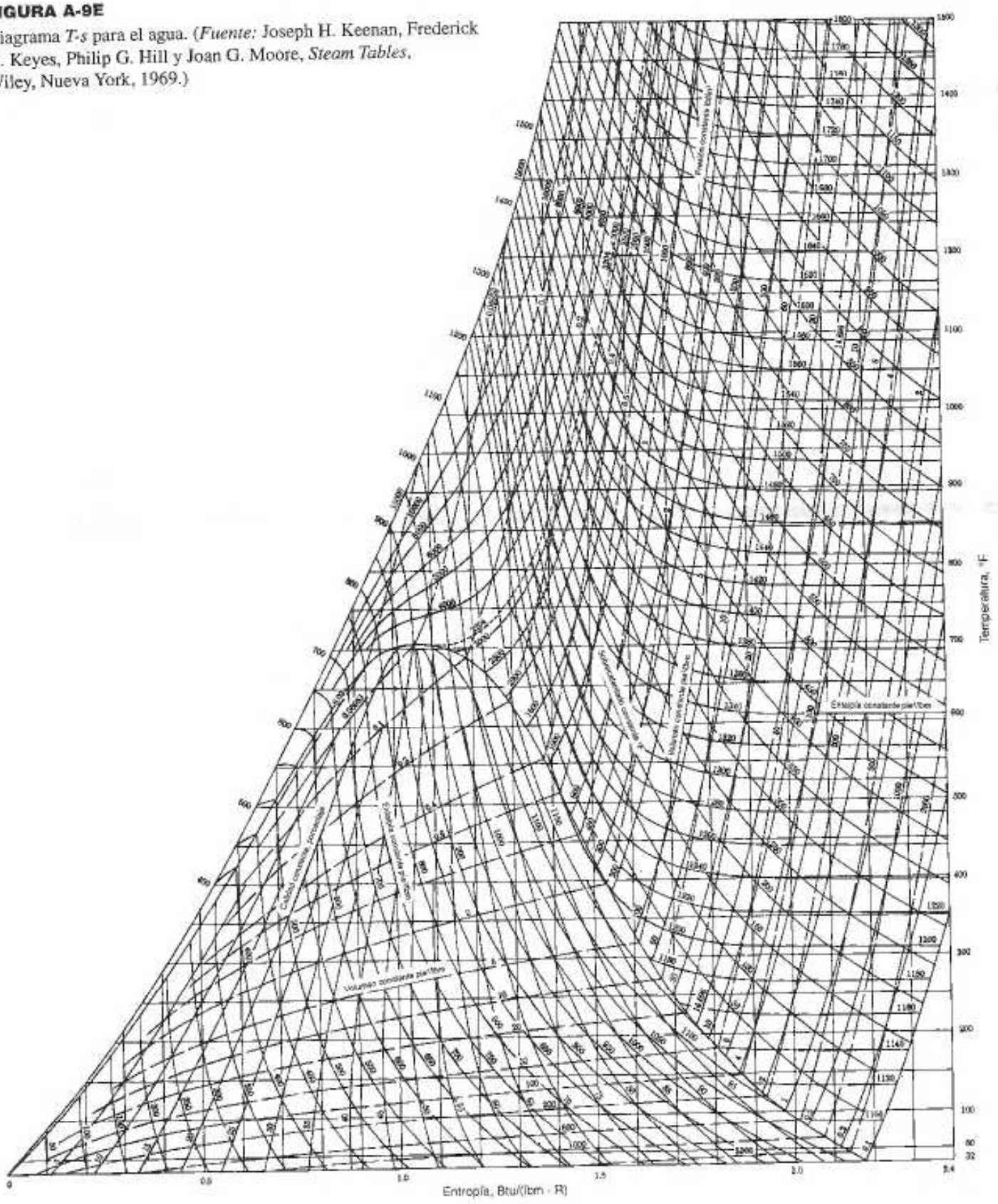


FIGURA A-10E

Diagrama de Mollier para el agua. (*Fuente*: Joseph H. Keenan, Frederick, G. Keyes, Philip G. Hill y Joan G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, Nueva York, 1969.)

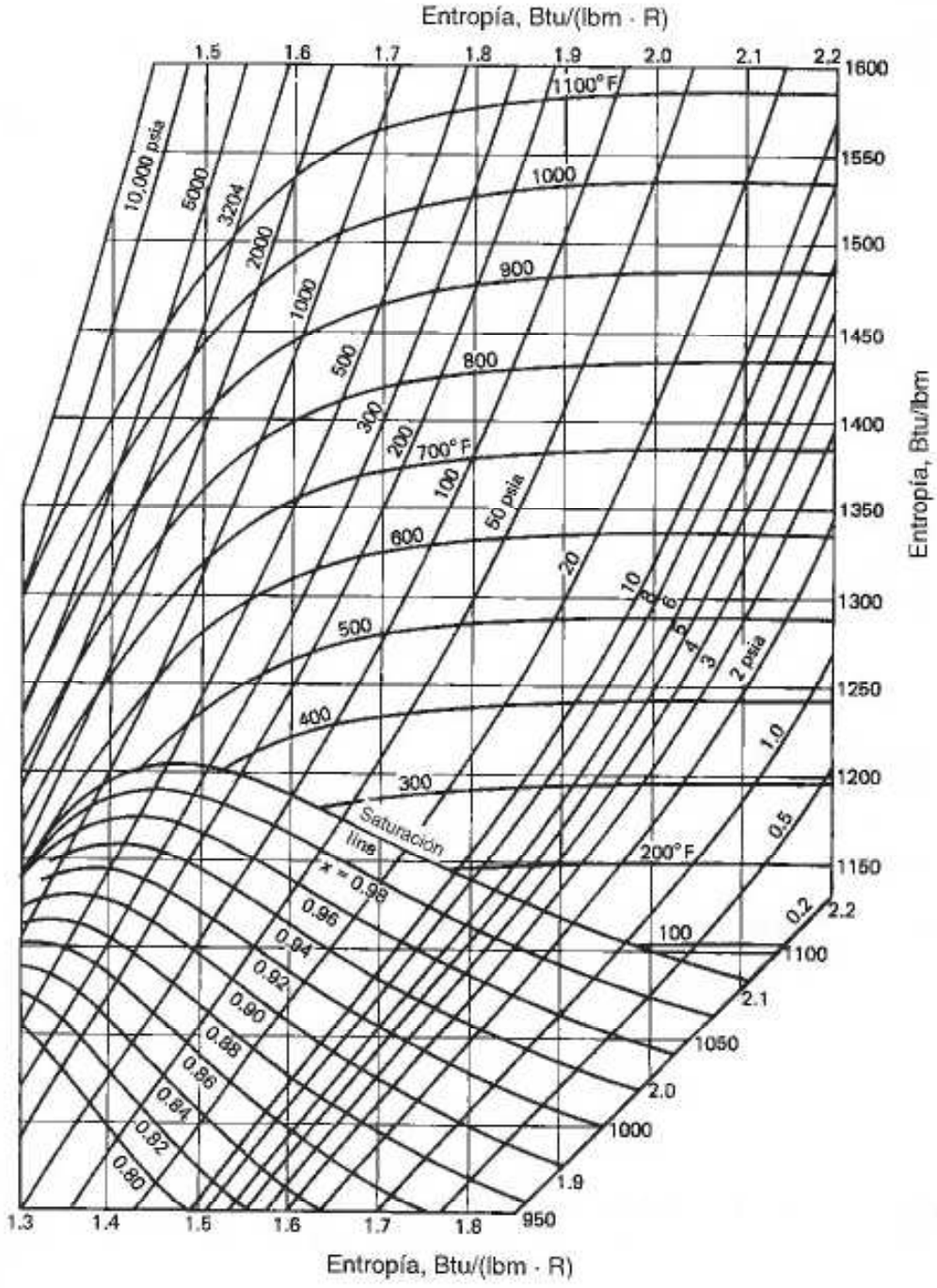


TABLA A-11E

Refrigerante saturado 12 - tabla de temperatura

Temp. °F T	Pres sat. psia P_{sat}	Volumen específico pie³/lbm		Energía interna Btu/lbm		Entalpía Btu/lbm			Entropía Btu/(lbm · R)	
		Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g
−40	9.308	0.010 56	3.8750	−0.02	66.24	0	72.91	72.91	0	0.1737
−30	11.999	0.010 67	3.0585	1.93	67.22	2.11	71.90	74.01	0.0050	0.1723
−20	15.267	0.010 79	2.4429	4.21	68.21	4.24	70.87	75.11	0.0098	0.1710
−15	17.141	0.010 85	2.1924	5.27	68.69	5.30	70.35	75.65	0.0122	0.1704
−10	19.189	0.010 91	1.9727	6.33	69.19	6.37	69.82	76.19	0.0146	0.1699
−5	21.422	0.010 97	1.7794	7.40	69.67	7.44	69.29	76.73	0.0170	0.1694
0	23.849	0.011 03	1.6089	8.47	70.17	8.52	68.75	77.27	0.0193	0.1689
5	26.483	0.011 09	1.4580	9.55	70.65	9.60	68.20	77.80	0.0216	0.1684
10	29.335	0.011 16	1.3241	10.62	71.15	10.68	67.65	78.33	0.0240	0.1680
20	35.736	0.011 30	1.0988	12.79	72.12	12.86	66.52	79.38	0.0285	0.1672
25	39.310	0.011 37	1.0039	13.88	72.61	13.96	65.95	79.91	0.0308	0.1668
30	43.148	0.011 44	0.9188	14.97	73.08	15.06	65.36	80.42	0.0330	0.1665
40	51.667	0.011 59	0.7736	17.16	74.04	17.27	64.16	81.43	0.0375	0.1659
50	61.394	0.011 75	0.6554	19.38	74.99	19.51	62.93	82.44	0.0418	0.1653
60	72.433	0.011 91	0.5584	21.61	75.92	21.77	61.64	83.41	0.0462	0.1648
70	84.89	0.012 09	0.4782	23.86	76.85	24.05	60.31	84.36	0.0505	0.1643
80	98.87	0.012 28	0.4114	26.14	77.76	26.37	58.92	85.29	0.0548	0.1639
85	106.47	0.012 38	0.3821	27.29	78.20	27.53	58.20	85.73	0.0569	0.1637
90	114.49	0.012 48	0.3553	28.45	78.65	28.71	57.46	86.17	0.0590	0.1635
95	122.95	0.012 58	0.3306	29.61	79.09	29.90	56.71	86.61	0.0611	0.1633
100	131.86	0.012 69	0.3079	30.79	79.51	31.10	55.93	87.03	0.0632	0.1632
105	141.25	0.012 81	0.2870	31.98	79.94	32.31	55.13	87.44	0.0653	0.1630
110	151.11	0.012 92	0.2677	33.16	80.36	33.53	54.31	87.84	0.0675	0.1628
115	161.47	0.013 05	0.2498	34.37	80.76	34.76	53.47	88.23	0.0696	0.1626
120	172.35	0.013 17	0.2333	35.59	81.17	36.01	52.60	88.61	0.0717	0.1624
140	221.32	0.013 75	0.1780	40.60	82.68	41.16	48.81	89.97	0.0802	0.1616
160	279.82	0.014 45	0.1360	45.68	83.96	46.63	44.37	91.00	0.0889	0.1605
180	349.00	0.015 36	0.1033	51.57	84.89	52.56	39.00	91.56	0.0980	0.1590
200	430.09	0.016 66	0.0767	57.87	85.17	59.20	32.08	91.28	0.1079	0.1565
233.6	596.9	0.0287	0.0287	75.69	75.69	78.86	0	78.86	0.1359	0.1359

Fuente: Las tablas de la A-11E a la A-13E se adaptaron de Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1983, pp. 857-861. Publicadas originalmente por Freon Products Division, E.I. du Pont de Nemours & Company, 1956.

TABLA A-12E

Refrigerante saturado 12 - tabla de presión

Pres s. psia P	Temp. sat. °F T_{sat}	Volumen específico pie³/lbm		Energía interna Btu/lbm		Entalpía Btu/lbm			Entropía Btu/(lbm · R)	
		Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g
5	-62.35	0.0103	6.9069	−4.69	64.04	−4.68	75.11	70.43	−0.0114	0.1776
10	−37.23	0.0106	3.6246	0.56	66.51	0.58	72.64	73.22	0.0014	0.1733
15	−20.75	0.0108	2.4835	4.05	68.13	4.08	70.95	75.03	0.0095	0.1711
20	−8.13	0.0109	1.8977	6.73	69.37	6.77	69.63	76.40	0.0155	0.1697
30	11.11	0.0112	1.2964	10.86	71.25	10.93	67.53	78.45	0.0245	0.1679
40	25.93	0.0114	0.9874	14.08	72.69	14.16	65.84	80.00	0.0312	0.1668
50	38.15	0.0116	0.7982	16.75	73.86	16.86	64.39	81.25	0.0366	0.1660
60	48.64	0.0117	0.6701	19.07	74.86	19.20	63.10	82.30	0.0413	0.1654
70	57.90	0.0119	0.5772	21.13	75.73	21.29	61.92	83.21	0.0453	0.1649
80	66.21	0.0120	0.5068	23.00	76.50	23.18	60.82	84.00	0.0489	0.1645
90	73.79	0.0122	0.4514	24.72	77.20	24.92	59.79	84.71	0.0521	0.1642
100	80.76	0.0123	0.4067	26.31	77.82	26.54	58.81	85.35	0.0551	0.1639
120	93.29	0.0126	0.3389	29.21	78.93	29.49	56.97	86.46	0.0604	0.1634
140	104.35	0.0128	0.2896	31.82	79.89	32.15	55.24	87.39	0.0651	0.1630
160	114.30	0.0130	0.2522	34.21	80.71	34.59	53.59	88.18	0.0693	0.1626
180	123.38	0.0133	0.2228	36.42	81.44	36.86	52.00	88.86	0.0731	0.1623
200	131.74	0.0135	0.1989	38.50	82.08	39.00	50.44	89.44	0.0767	0.1620
220	139.51	0.0137	0.1792	40.48	82.08	41.03	48.90	89.94	0.0816	0.1616
240	146.77	0.0140	0.1625	42.35	83.14	42.97	47.39	90.36	0.0831	0.1613
260	153.60	0.0142	0.1483	44.16	83.58	44.84	45.88	90.72	0.0861	0.1609
280	160.06	0.0145	0.1359	45.90	83.97	46.65	44.36	91.01	0.0890	0.1605
300	166.18	0.0147	0.1251	47.59	84.30	48.41	42.83	91.24	0.0917	0.1601

TABLA A-13E

Refrigerante sobrecalentado 12

Temp. °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)
	10 psia (T_{sat} = −37.23°F)				**15 psia (T_{sat} = −20.75°F)**			
Sat.	3.6246	66.512	73.219	0.1733	2.4835	68.134	75.028	0.1711
0	3.9809	70.879	78.246	0.1847	2.6201	70.629	77.902	0.1775
20	4.1691	73.299	81.104	0.1906	2.7494	73.080	80.712	0.1835
40	4.3556	75.768	83.828	0.1964	2.8770	75.575	83.561	0.1893
60	4.5408	78.286	86.689	0.2020	3.0031	78.115	86.451	0.1950
80	4.7248	80.853	89.596	0.2075	3.1281	80.700	89.383	0.2005
100	4.9079	83.466	92.548	0.2128	3.2521	83.330	92.357	0.2059
120	5.0903	86.126	95.546	0.2181	3.3754	86.004	95.373	0.2112
140	5.2720	88.830	98.586	0.2233	3.4981	88.719	98.429	0.2164
160	5.4533	91.578	101.669	0.2283	3.6202	91.476	101.525	0.2215
180	5.6341	94.367	104.793	0.2333	3.7419	94.274	104.661	0.2265
200	5.8145	97.197	107.957	0.2381	3.8632	97.112	107.835	0.2314
	20 psia (T_{sat} = −8.13°F)				**30 psia (T_{sat} = 11.11°F)**			
Sat.	1.8977	69.374	76.397	0.1697	1.2964	71.255	78.452	0.1679
20	2.0391	72.856	80.403	0.1783	1.3278	72.394	79.765	0.1707
40	2.1373	75.379	83.289	0.1842	1.3969	74.975	82.730	0.1767
60	2.2340	77.942	86.210	0.1899	1.4644	77.586	85.716	0.1826
80	2.3295	80.546	89.168	0.1955	1.5306	80.232	88.729	0.1883
100	2.4241	83.192	92.164	0.2010	1.5957	82.911	91.770	0.1938
120	2.5179	85.879	95.198	0.2063	1.6600	85.627	94.843	0.1992
140	2.6110	88.607	98.270	0.2115	1.7237	88.379	97.948	0.2045
160	2.7036	91.374	101.380	0.2166	1.7868	91.166	101.086	0.2096
180	2.7957	94.181	104.528	0.2216	1.8494	93.991	104.258	0.2146
200	2.8874	97.026	107.712	0.2265	1.9116	96.852	107.464	0.2196
220	2.9789	99.907	110.932	0.2313	1.9735	99.746	110.702	0.2244
	40 psia (T_{sat} = 25.93°F)				**50 psia (T_{sat} = 38.15°F)**			
Sat.	0.9874	72.691	80.000	0.1668	0.7982	73.863	81.249	0.1660
40	1.0258	74.555	82.148	0.1711	0.8025	74.115	81.540	0.1666
60	1.0789	77.220	85.206	0.1771	0.8471	76.838	84.676	0.1727
80	1.1306	79.908	88.277	0.1829	0.8903	79.574	87.811	0.1786
100	1.1812	82.624	91.367	0.1885	0.9322	82.328	90.953	0.1843
120	1.2309	85.369	94.480	0.1940	0.9731	85.106	94.110	0.1899
140	1.2798	88.147	97.620	0.1993	1.0133	87.910	97.286	0.1953
160	1.3282	90.957	100.788	0.2045	1.0529	90.743	100.485	0.2005
180	1.3761	93.800	103.985	0.2096	1.0920	93.604	103.708	0.2056
200	1.4236	96.674	107.212	0.2146	1.1307	96.496	106.958	0.2106
220	1.4707	99.583	110.469	0.2194	1.1690	99.419	110.235	0.2155
240	1.5176	102.524	113.757	0.2242	1.2070	102.371	113.539	0.2203

TABLA A-4

Agua saturada–tabla de temperaturas

		Volumen específico m³/kg		Energía interna kJ/kg			Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)		
Temp. °C T	Pres sat. kPa P_{sat}	Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Evap. u_{fg}	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor sat. s_g
0.01	0.6113	0.001 000	206.14	0.0	2375.3	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.000	9.1562	9.1562
5	0.8721	0.001 000	147.12	20.97	2361.3	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	8.9496	9.0257
10	1.2276	0.001 000	106.38	42.00	2347.2	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.7498	8.9008
15	1.7051	0.001 001	77.93	62.99	2333.1	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.5569	8.7814
20	2.339	0.001 002	57.79	83.95	2319.0	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.3706	8.6672
25	3.169	0.001 003	43.36	104.88	2304.9	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.1905	8.5580
30	4.246	0.001 004	32.89	125.78	2290.8	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.0164	8.4533
35	5.628	0.001 006	25.22	146.67	2276.7	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	7.8478	8.3531
40	7.384	0.001 008	19.52	167.56	2262.6	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	7.6845	8.2570
45	9.593	0.001 010	15.26	188.44	2248.4	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	7.5261	8.1648
50	12.349	0.001 012	12.03	209.32	2234.2	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	0.7038	7.3725	8.0763
55	15.758	0.001 015	9.568	230.21	2219.9	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	0.7679	7.2234	7.9913
60	19.940	0.001 017	7.671	251.11	2205.5	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	0.8312	7.0784	7.9096
65	25.03	0.001 020	6.197	272.02	2191.1	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	0.8935	6.9375	7.8310
70	31.19	0.001 023	5.042	292.95	2176.6	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	0.9549	6.8004	7.7553
75	38.58	0.001 026	4.131	313.90	2162.0	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	6.6669	7.6824
80	47.39	0.001 029	3.407	334.86	2147.4	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	6.5369	7.6122
85	57.83	0.001 033	2.828	355.84	2132.6	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	6.4102	7.5445
90	70.14	0.001 036	2.361	376.85	2117.7	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	6.2866	7.4791
95	84.55	0.001 040	1.982	397.88	2102.7	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	6.1659	7.4159
	Pres sat. MPa											
100	0.101 35	0.001 044	1.6729	418.94	2087.6	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	6.0480	7.3549
105	0.120 82	0.001 048	1.4194	440.02	2072.3	2512.4	440.15	2243.7	2683.8	1.3630	5.9328	7.2958
110	0.143 27	0.001 052	1.2102	461.14	2057.0	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	5.8202	7.2387
115	0.169 06	0.001 056	1.0366	482.30	2041.4	2523.7	482.48	2216.5	2699.0	1.4734	5.7100	7.1833
120	0.198 53	0.001 060	0.8919	503.50	2025.8	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	5.6020	7.1296
125	0.2321	0.001 065	0.7706	524.74	2009.9	2534.6	524.99	2188.5	2713.5	1.5813	5.4962	7.0775
130	0.2701	0.001 070	0.6685	546.02	1993.9	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	5.3925	7.0269
135	0.3130	0.001 075	0.5822	567.35	1977.7	2545.0	567.69	2159.6	2727.3	1.6870	5.2907	6.9777
140	0.3613	0.001 080	0.5089	588.74	1961.3	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	5.1908	6.9299
145	0.4154	0.001 085	0.4463	610.18	1944.7	2554.9	610.63	2129.6	2740.3	1.7907	5.0926	6.8833
150	0.4758	0.001 091	0.3928	631.68	1927.9	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	4.9960	6.8379
155	0.5431	0.001 096	0.3468	653.24	1910.8	2564.1	653.84	2098.6	2752.4	1.8925	4.9010	6.7935
160	0.6178	0.001 102	0.3071	674.87	1893.5	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	4.8075	6.7502
165	0.7005	0.001 108	0.2727	696.56	1876.0	2572.5	697.34	2066.2	2763.5	1.9925	4.7153	6.7079
170	0.7917	0.001 114	0.2428	718.33	1858.1	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	4.6244	6.6663
175	0.8920	0.001 121	0.2168	740.17	1840.0	2580.2	741.17	2032.4	2773.6	2.0909	4.5347	6.6256
180	1.0021	0.001 127	0.194 05	762.09	1821.6	2583.7	763.22	2015.0	2778.2	2.1396	4.4461	6.5857
185	1.1227	0.001 134	0.174 09	784.10	1802.9	2587.0	785.37	1997.1	2782.4	2.1879	4.3586	6.5465
190	1.2544	0.001 141	0.156 54	806.19	1783.8	2590.0	807.62	1978.8	2786.4	2.2359	4.2720	6.5079
195	1.3978	0.001 149	0.141 05	828.37	1764.4	2592.8	829.98	1960.0	2790.0	2.2835	4.1863	6.4698

TABLA A-13E
(Continuación)

Temp. °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)
	60 psia (T_{sat} = 48.64°F)				**70 psia (T_{sat} = 57.90°F)**			
Sat.	0.6701	74.859	82.299	0.1654	0.5772	75.729	83.206	0.1649
60	0.6921	76.442	84.126	0.1689	0.5809	76.027	83.552	0.1656
80	0.7296	79.229	87.330	0.1750	0.6146	78.871	86.832	0.1718
100	0.7659	82.024	90.528	0.1808	0.6469	81.712	90.091	0.1777
120	0.8011	84.836	93.731	0.1864	0.6780	84.560	93.343	0.1834
140	0.8335	87.668	96.945	0.1919	0.7084	87.421	96.597	0.1889
160	0.8693	90.524	100.776	0.1972	0.7380	90.302	99.862	0.1943
180	0.9025	93.406	103.427	0.2023	0.7671	93.205	103.141	0.1995
200	0.9353	96.315	106.700	0.2074	0.7957	96.132	106.439	0.2046
220	0.9678	99.252	109.997	0.2123	0.8240	99.083	109.756	0.2095
240	0.9998	102.217	113.319	0.2171	0.8519	102.061	113.096	0.2144
260	1.0318	105.210	116.666	0.2218	0.8796	105.065	116.459	0.2191
	80 psia (T_{sat} = 66.21°F)				**90 psia (T_{sat} = 73.79°F)**			
Sat.	0.5068	76.500	84.003	0.1645	0.4514	77.194	84.713	0.1642
80	0.5280	78.500	86.316	0.1689	0.4602	78.115	85.779	0.1662
100	0.5573	81.389	89.640	0.1749	0.4875	81.056	89.175	0.1723
120	0.5856	84.276	92.945	0.1807	0.5135	83.984	92.536	0.1782
140	0.6129	87.169	96.242	0.1863	0.5385	86.911	95.879	0.1839
160	0.6394	90.076	99.542	0.1917	0.5627	89.845	99.216	0.1894
180	0.6654	93.000	102.851	0.1970	0.5863	92.793	102.557	0.1947
200	0.6910	95.945	106.174	0.2021	0.6094	95.755	105.905	0.1998
220	0.7161	98.912	109.513	0.2071	0.6321	98.739	109.267	0.2049
240	0.7409	101.904	112.872	0.2119	0.6545	101.743	112.644	0.2098
260	0.7654	104.919	116.251	0.2167	0.6766	104.771	116.040	0.2146
280	0.7898	107.960	119.652	0.2214	0.6985	107.823	119.456	0.2192
	100 psia (T_{sat} = 80.76°F)				**120 psia (T_{sat} = 93.29°F)**			
Sat.	0.4067	77.824	85.351	0.1639	0.3389	78.933	86.459	0.1634
100	0.4314	80.711	88.694	0.1700	0.3466	79.978	87.675	0.1656
120	0.4556	83.685	92.116	0.1760	0.3684	83.056	91.237	0.1718
140	0.4788	86.647	95.507	0.1817	0.3890	86.098	94.736	0.1778
160	0.5012	89.610	98.884	0.1873	0.4087	89.123	98.199	0.1835
180	0.5229	92.580	102.257	0.1926	0.4277	92.144	101.642	0.1889
200	0.5441	95.564	105.633	0.1978	0.4461	95.170	105.076	0.1942
220	0.5649	98.564	109.018	0.2029	0.4640	98.205	108.509	0.1993
240	0.5854	101.582	112.415	0.2078	0.4816	101.253	111.948	0.2043
260	0.6055	104.622	115.828	0.2126	0.4989	104.317	115.396	0.2092
280	0.6255	107.684	119.258	0.2173	0.5159	107.401	118.857	0.2139
300	0.6452	110.768	122.707	0.2219	0.5327	110.504	122.333	0.2186

TABLA A-13E

(Continuación)

Temp. °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)
	140 psia (T_{sat} = 104.35°F)				**160 psia (T_{sat} = 114.30°F)**			
Sat.	0.2896	79.886	87.389	0.1630	0.2522	80.713	88.180	0.1626
120	0.3055	82.382	90.297	0.1681	0.2576	81.656	89.283	0.1645
140	0.3245	85.516	93.923	0.1742	0.2756	84.899	93.059	0.1709
160	0.3423	88.615	97.483	0.1801	0.2922	88.080	96.732	0.1770
180	0.3594	91.692	101.003	0.1857	0.3080	91.221	100.340	0.1827
200	0.3758	94.765	104.501	0.1910	0.3230	94.344	103.907	0.1882
220	0.3918	97.837	107.987	0.1963	0.3375	97.457	107.450	0.1935
240	0.4073	100.918	111.470	0.2013	0.3516	100.570	110.980	0.1986
260	0.4226	104.008	114.956	0.2062	0.3653	103.690	114.506	0.2036
280	0.4375	107.115	118.449	0.2110	0.3787	106.820	118.033	0.2084
300	0.4523	110.235	121.953	0.2157	0.3919	109.964	121.567	0.2131
320	0.4668	113.376	125.470	0.2202	0.4049	113.121	125.109	0.2177
	180 psia (T_{sat} = 123.38°F)				**200 psia (T_{sat} = 131.74°F)**			
Sat.	0.2228	81.436	88.857	0.1623	0.1989	82.077	89.439	0.1620
140	0.2371	84.238	92.136	0.1678	0.2058	83.521	91.137	0.1648
160	0.2530	87.513	95.940	0.1741	0.2212	86.913	95.100	0.1713
180	0.2678	90.727	99.647	0.1800	0.2354	90.211	98.921	0.1774
200	0.2818	93.904	103.291	0.1856	0.2486	93.451	102.652	0.1831
220	0.2952	97.063	106.896	0.1910	0.2612	96.659	106.325	0.1886
240	0.3081	100.215	110.478	0.1961	0.2732	99.850	109.962	0.1939
260	0.3207	103.364	114.046	0.2012	0.2849	103.032	113.576	0.1990
280	0.3329	106.521	117.610	0.2061	0.2962	106.214	117.178	0.2039
300	0.3449	109.686	121.174	0.2108	0.3073	109.402	120.775	0.2087
320	0.3567	112.863	124.744	0.2155	0.3182	112.598	124.373	0.2134
340	0.3683	116.053	128.321	0.2200	0.3288	115.805	127.974	0.2179
	300 psia (T_{sat} = 166.18°F)				**400 psia (T_{sat} = 192.93°F)**			
Sat.	0.1251	84.295	91.240	0.1601	0.0856	85.178	91.513	0.1576
180	0.1348	87.071	94.556	0.1654				
200	0.1470	90.816	98.975	0.1722	0.0910	86.982	93.718	0.1609
220	0.1577	94.379	103.136	0.1784	0.1032	91.410	99.046	0.1689
240	0.1676	97.835	107.140	0.1842	0.1130	95.371	103.735	0.1757
260	0.1769	101.225	111.043	0.1897	0.1216	99.102	108.105	0.1818
280	0.1856	104.574	114.879	0.1950	0.1295	102.701	112.286	0.1876
300	0.1940	107.899	118.670	0.2000	0.1368	106.217	116.343	0.1930
320	0.2021	111.208	122.430	0.2049	0.1437	109.680	120.318	0.1981
340	0.2100	114.512	126.171	0.2096	0.1503	113.108	124.235	0.2031
360	0.2177	117.814	129.900	0.2142	0.1567	116.514	128.112	0.2079

FIGURA A-14E

Diagrama *P-h* para el refrigerante 12. (El freón 12 es la marca comercial de du Pont para el refrigerante 12. Copyright E.I. du Pont de Nemours & Company; utilizada con permiso.)

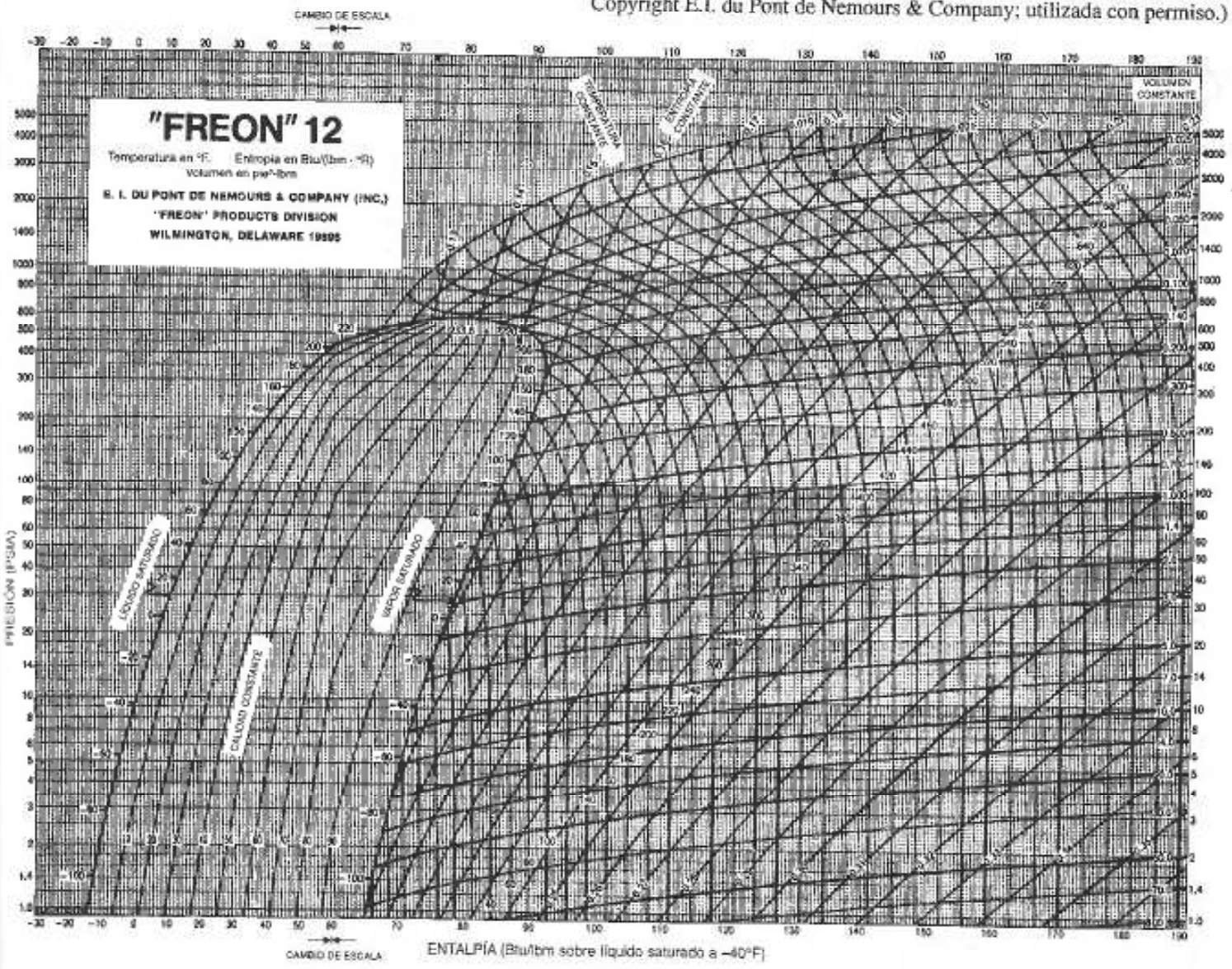


TABLA A-15*a*E

Refrigerante saturado 134a - Tabla de temperatura

		Volumen específico pie³/lbm		Energía interna Btu/lbm		Entalpía Btu/lbm			Entropía Btu/(lbm · R)	
Temp. °F T_{sat}	Pres. psia P_{sat}	Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g
−40	7.490	0.011 30	5.7173	−0.02	87.90	0.00	95.82	95.82	0.0000	0.2283
−30	9.920	0.011 43	4.3911	2.81	89.26	2.83	94.49	97.32	0.0067	0.2266
−20	12.949	0.011 56	3.4173	5.69	90.62	5.71	93.10	98.81	0.0133	0.2250
−15	14.718	0.011 63	3.0286	7.14	91.30	7.17	92.38	99.55	0.0166	0.2243
−10	16.674	0.011 70	2.6918	8.61	91.98	8.65	91.64	100.29	0.0199	0.2236
−5	18.831	0.011 78	2.3992	10.09	92.66	10.13	90.89	101.02	0.0231	0.2230
0	21.203	0.011 85	2.1440	11.58	93.33	11.63	90.12	101.75	0.0264	0.2224
5	23.805	0.011 93	1.9208	13.09	94.01	13.14	89.33	102.47	0.0296	0.2219
10	26.651	0.012 00	1.7251	14.60	94.68	14.66	88.53	103.19	0.0329	0.2214
15	29.756	0.012 08	1.5529	16.13	95.35	16.20	87.71	103.90	0.0361	0.2209
20	33.137	0.012 16	1.4009	17.67	96.02	17.74	86.87	104.61	0.0393	0.2205
25	36.809	0.012 25	1.2666	19.22	96.69	19.30	86.02	105.32	0.0426	0.2200
30	40.788	0.012 33	1.1474	20.78	97.35	20.87	85.14	106.01	0.0458	0.2196
40	49.738	0.012 51	0.9470	23.94	98.67	24.05	83.34	107.39	0.0522	0.2189
50	60.125	0.012 70	0.7871	27.14	99.98	27.28	81.46	108.74	0.0585	0.2183
60	72.092	0.012 90	0.6584	30.39	101.27	30.56	79.49	110.05	0.0648	0.2178
70	85.788	0.013 11	0.5538	33.68	102.54	33.89	77.44	111.33	0.0711	0.2173
80	101.37	0.013 34	0.4682	37.02	103.78	37.27	75.29	112.56	0.0774	0.2169
85	109.92	0.013 46	0.4312	38.72	104.39	38.99	74.17	113.16	0.0805	0.2167
90	118.99	0.013 58	0.3975	40.42	105.00	40.72	73.03	113.75	0.0836	0.2165
95	128.62	0.013 71	0.3668	42.14	105.60	42.47	71.86	114.33	0.0867	0.2163
100	138.83	0.013 85	0.3388	43.87	106.18	44.23	70.66	114.89	0.0898	0.2161
105	149.63	0.013 99	0.3131	45.62	106.76	46.01	69.42	115.43	0.0930	0.2159
110	161.04	0.014 14	0.2896	47.39	107.33	47.81	68.15	115.96	0.0961	0.2157
115	173.10	0.014 29	0.2680	49.17	107.88	49.63	66.84	116.47	0.0992	0.2155
120	185.82	0.014 45	0.2481	50.97	108.42	51.47	65.48	116.95	0.1023	0.2153
140	243.86	0.015 20	0.1827	58.39	110.41	59.08	59.57	118.65	0.1150	0.2143
160	314.63	0.016 17	0.1341	66.26	111.97	67.20	52.58	119.78	0.1280	0.2128
180	400.22	0.017 58	0.0964	74.83	112.77	76.13	43.78	119.91	0.1417	0.2101
200	503.52	0.020 14	0.0647	84.90	111.66	86.77	30.92	117.69	0.1575	0.2044
210	563.51	0.023 29	0.0476	91.84	108.48	94.27	19.18	113.45	0.1684	0.1971

Fuente: Las tablas A-15 y A-16 se adaptaron de M.J. Moran y H.N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2a. ed., Wiley, Nueva York, 1992, pp. 754-758. Basadas originalmente en ecuaciones de D.P. Wilson y R.S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid-Refrigerant 134a," *ASHRAE Trans.*, Vol. 94, Pt.2, 1988, pp. 2095-2118.

TABLA A-156E
Refrigerante saturado 134a - Tabla de presión

		Volumen específico pie³/lbm		Energía interna Btu/lbm		Entalpía Btu/lbm			Entropía Btu/(lbm · R)	
Pres. psia P	**Temp. °F** T_{sat}	**Líquido sat.** v_f	**Vapor sat.** v_g	**Líquido sat.** u_f	**Vapor sat.** u_g	**Líquido sat.** h_f	**Evap.** h_{fg}	**Vapor sat.** h_g	**Líquido sat.** s_f	**Vapor sat.** s_g
5	−53.48	0.011 13	8.3508	−3.74	86.07	−3.73	97.53	93.79	−0.0090	0.2311
10	−29.71	0.011 43	4.3581	2.89	89.30	2.91	94.45	97.37	0.0068	0.2265
15	−14.25	0.011 64	2.9747	7.36	91.40	7.40	92.27	99.66	0.0171	0.2242
20	−2.48	0.011 81	2.2661	10.84	93.00	10.89	90.50	101.39	0.0248	0.2227
30	15.38	0.012 09	1.5408	16.24	95.40	16.31	87.65	103.96	0.0364	0.2209
40	29.04	0.012 32	1.1692	20.48	97.23	20.57	85.31	105.88	0.0452	0.2197
50	40.27	0.012 52	0.9422	24.02	98.71	24.14	83.29	107.43	0.0523	0.2189
60	49.89	0.012 70	0.7887	27.10	99.96	27.24	81.48	108.72	0.0584	0.2183
70	58.35	0.012 86	0.6778	29.85	101.05	30.01	79.82	109.83	0.0638	0.2179
80	65.93	0.013 02	0.5938	32.33	102.02	32.53	78.28	110.81	0.0686	0.2175
90	72.83	0.013 17	0.5278	34.62	102.89	34.84	76.84	111.68	0.0729	0.2172
100	79.17	0.013 32	0.4747	36.75	103.68	36.99	75.47	112.46	0.0768	0.2169
120	90.54	0.013 60	0.3941	40.61	105.06	40.91	72.91	113.82	0.0839	0.2165
140	100.56	0.013 86	0.3358	44.07	106.25	44.43	70.52	114.95	0.0902	0.2161
160	109.56	0.014 12	0.2916	47.23	107.28	47.65	68.26	115.91	0.0958	0.2157
180	117.74	0.014 38	0.2569	50.16	108.18	50.64	66.10	116.74	0.1009	0.2154
200	125.28	0.014 63	0.2288	52.90	108.98	53.44	64.01	117.44	0.1057	0.2151
220	132.27	0.014 89	0.2056	55.48	109.68	56.09	61.96	118.05	0.1101	0.2147
240	138.79	0.015 15	0.1861	57.93	110.30	58.61	59.96	118.56	0.1142	0.2144
260	144.92	0.015 41	0.1695	60.28	110.84	61.02	57.97	118.99	0.1181	0.2140
280	150.70	0.015 68	0.1550	62.53	111.31	63.34	56.00	119.35	0.1219	0.2136
300	156.17	0.015 96	0.1424	64.71	111.72	65.59	54.03	119.62	0.1254	0.2132
350	168.72	0.016 71	0.1166	69.88	112.45	70.97	49.03	120.00	0.1338	0.2118
400	179.95	0.017 58	0.0965	74.81	112.77	76.11	43.80	119.91	0.1417	0.2102
450	190.12	0.018 63	0.0800	79.63	112.60	81.18	38.08	119.26	0.1493	0.2079
500	199.38	0.020 02	0.0657	84.54	111.76	86.39	31.44	117.83	0.1570	0.2047

TABLA A-16E
Refrigerante sobrecalentado 134a

T °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)
	P = 10 psia (T_{sat} = −29.71°F)				P = 15 psia (T_{sat} = −14.25°F)			
Sat.	4.3581	89.30	97.37	0.2265	2.9747	91.40	99.66	0.2242
−20	4.4718	90.89	99.17	0.2307				
0	4.7026	94.24	102.94	0.2391	3.0893	93.84	102.42	0.2383
20	4.9297	97.67	106.79	0.2472	3.2468	97.33	106.34	0.2386
40	5.1539	101.19	110.72	0.2553	3.4012	100.89	110.33	0.2468
60	5.3758	104.80	114.74	0.2632	3.5533	104.54	114.40	0.2548
80	5.5959	108.50	118.85	0.2709	3.7034	108.28	118.56	0.2626
100	5.8145	112.29	123.05	0.2786	3.8520	112.10	122.79	0.2703
120	6.0318	116.18	127.34	0.2861	3.9993	116.01	127.11	0.2779
140	6.2482	120.16	131.72	0.2935	4.1456	120.00	131.51	0.2854
160	6.4638	124.23	136.19	0.3009	4.2911	124.09	136.00	0.2927
180	6.6786	128.38	140.74	0.3081	4.4359	128.26	140.57	0.3000
200	6.8929	132.63	145.39	0.3152	4.5801	132.52	145.23	0.3072
	P = 20 psia (T_{sat} = −2.48°F)				P = 30 psia (T_{sat} = 15.38°F)			
Sat.	2.2661	93.00	101.39	0.2227	1.5406	95.40	103.96	0.2209
0	2.2816	93.43	101.88	0.2238				
20	2.4046	96.98	105.88	0.2323	1.5611	96.26	104.92	0.2229
40	2.5244	100.59	109.94	0.2406	1.6465	99.98	109.12	0.2315
60	2.6416	104.28	114.06	0.2487	1.7293	103.75	113.35	0.2398
80	2.7569	108.05	118.25	0.2566	1.8098	107.59	117.63	0.2478
100	2.8705	111.90	122.52	0.2644	1.8887	111.49	121.98	0.2558
120	2.9829	115.83	126.87	0.2720	1.9662	115.47	126.39	0.2635
140	3.0942	119.85	131.30	0.2795	2.0426	119.53	130.87	0.2711
160	3.2047	123.95	135.81	0.2869	2.1181	123.66	135.42	0.2786
180	3.3144	128.13	140.40	0.2922	2.1929	127.88	140.05	0.2859
200	3.4236	132.40	145.07	0.3014	2.2671	132.17	144.76	0.2932
220	3.5323	136.76	149.83	0.3085	2.3407	136.55	149.54	0.3003
	P = 40 psia (T_{sat} = 29.04°F)				P = 50 psia (T_{sat} = 40.27°F)			
Sat.	1.1692	97.23	105.88	0.2197	0.9422	98.71	107.43	0.2189
40	1.2065	99.33	108.26	0.2245				
60	1.2723	103.20	112.62	0.2331	0.9974	102.62	111.85	0.2276
80	1.3357	107.11	117.00	0.2414	1.0508	106.62	116.34	0.2361
100	1.3973	111.08	121.42	0.2494	1.1022	110.65	120.85	0.2443
120	1.4575	115.11	125.90	0.2573	1.1520	114.74	125.39	0.2523
140	1.5165	119.21	130.43	0.2650	1.2007	118.88	129.99	0.2601
160	1.5746	123.38	135.03	0.2725	1.2484	123.08	134.64	0.2677
180	1.6319	127.62	139.70	0.2799	1.2953	127.36	139.34	0.2752
200	1.6887	131.94	144.44	0.2872	1.3415	131.71	144.12	0.2825
220	1.7449	136.34	149.25	0.2944	1.3873	136.12	148.96	0.2897
240	1.8006	140.81	154.14	0.3015	1.4326	140.61	153.87	0.2969
260	1.8561	145.36	159.10	0.3085	1.4775	145.18	158.85	0.3039
280	1.9112	149.98	164.13	0.3154	1.5221	149.82	163.90	0.3108

TABLA A-16E
(Continuación)

T °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)
	P = 60 psia (T_{sat} = 49.89°F)				P = 70 psia (T_{sat} = 58.35°F)			
Sat.	0.7887	99.96	108.72	0.2183	0.6778	101.05	109.83	0.2179
60	0.8135	102.03	111.06	0.2229	0.6814	101.40	110.23	0.2186
80	0.8604	106.11	115.66	0.2316	0.7239	105.58	114.96	0.2276
100	0.9051	110.21	120.26	0.2399	0.7640	109.76	119.66	0.2361
120	0.9482	114.35	124.88	0.2480	0.8023	113.96	124.36	0.2444
140	0.9900	118.54	129.53	0.2559	0.8393	118.20	129.07	0.2524
160	1.0308	122.79	134.23	0.2636	0.8752	122.49	133.82	0.2601
180	1.0707	127.10	138.98	0.2712	0.9103	126.83	138.62	0.2678
200	1.1100	131.47	143.79	0.2786	0.9446	131.23	143.46	0.2752
220	1.1488	135.91	148.66	0.2859	0.9784	135.69	148.36	0.2825
240	1.1871	140.42	153.60	0.2930	1.0118	140.22	153.33	0.2897
260	1.2251	145.00	158.60	0.3001	1.0448	144.82	158.35	0.2968
280	1.2627	149.65	163.67	0.3070	1.0774	149.48	163.44	0.3038
300	1.3001	154.38	168.81	0.3139	1.1098	154.22	168.60	0.3107
	P = 80 psia (T_{sat} = 65.93°F)				P = 90 psia (T_{sat} = 72.83°F)			
Sat.	0.5938	102.02	110.81	0.2175	0.5278	102.89	111.68	0.2172
80	0.6211	105.03	114.23	0.2239	0.5408	104.46	113.47	0.2205
100	0.6579	109.30	119.04	0.2327	0.5751	108.82	118.39	0.2295
120	0.6927	113.56	123.82	0.2411	0.6073	113.15	123.27	0.2380
140	0.7261	117.85	128.60	0.2492	0.6380	117.50	128.12	0.2463
160	0.7584	122.18	133.41	0.2570	0.6675	121.87	132.98	0.2542
180	0.7898	126.55	138.25	0.2647	0.6961	126.28	137.87	0.2620
200	0.8205	130.98	143.13	0.2722	0.7239	130.73	142.79	0.2696
220	0.8506	135.47	148.06	0.2796	0.7512	135.25	147.76	0.2770
240	0.8803	140.02	153.05	0.2868	0.7779	139.82	152.77	0.2843
260	0.9095	144.63	158.10	0.2940	0.8043	144.45	157.84	0.2914
280	0.9384	149.32	163.21	0.3010	0.8303	149.15	162.97	0.2984
300	0.9671	154.06	168.38	0.3079	0.8561	153.91	168.16	0.3054
320	0.9955	158.88	173.62	0.3147	0.8816	158.73	173.42	0.3122
	P = 100 psia (T_{sat} = 79.17°F)				P = 120 psia (T_{sat} = 90.54°F)			
Sat.	0.4747	103.68	112.46	0.2169	0.3941	105.06	113.82	0.2165
80	0.4761	103.87	112.68	0.2173				
100	0.5086	108.32	117.73	0.2265	0.4080	107.26	116.32	0.2210
120	0.5388	112.73	122.70	0.2352	0.4355	111.84	121.52	0.2301
140	0.5674	117.13	127.63	0.2436	0.4610	116.37	126.61	0.2387
160	0.5947	121.55	132.55	0.2517	0.4852	120.89	131.66	0.2470
180	0.6210	125.99	137.49	0.2595	0.5082	125.42	136.70	0.2550
200	0.6466	130.48	142.45	0.2671	0.5305	129.97	141.75	0.2628
220	0.6716	135.02	147.45	0.2746	0.5520	134.56	146.82	0.2704
240	0.6960	139.61	152.49	0.2819	0.5731	139.20	151.92	0.2778
260	0.7201	144.26	157.59	0.2891	0.5937	143.89	157.07	0.2850
280	0.7438	148.98	162.74	0.2962	0.6140	148.63	162.26	0.2921
300	0.7672	153.75	167.95	0.3031	0.6339	153.43	167.51	0.2991
320	0.7904	158.59	173.21	0.3099	0.6537	158.29	172.81	0.3060

TABLA A-16E
(Continuación)

T °F	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)	v pie³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/(lbm · R)
	P = 140 psia (T_{sat} = 100.56°F)				P = 160 psia (T_{sat} = 109.55°F)			
Sat.	0.3358	106.25	114.95	0.2161	0.2916	107.28	115.91	0.2157
120	0.3610	110.90	120.25	0.2254	0.3044	109.88	118.89	0.2209
140	0.3846	115.58	125.24	0.2344	0.3269	114.73	124.41	0.2303
160	0.4066	120.21	130.74	0.2429	0.3474	119.49	129.79	0.2391
180	0.4274	124.82	135.89	0.2511	0.3666	124.20	135.06	0.2475
200	0.4474	129.44	141.03	0.2590	0.3849	128.90	140.29	0.2555
220	0.4666	134.09	146.18	0.2667	0.4023	133.61	145.52	0.2633
240	0.4852	138.77	151.34	0.2742	0.4192	138.34	150.75	0.2709
260	0.5034	143.50	156.54	0.2815	0.4356	143.11	156.00	0.2783
280	0.5212	148.28	161.78	0.2887	0.4516	147.92	161.29	0.2856
300	0.5387	153.11	167.06	0.2957	0.4672	152.78	166.61	0.2927
320	0.5559	157.99	172.39	0.3026	0.4826	157.69	171.98	0.2996
340	0.5730	162.93	177.78	0.3094	0.4978	162.65	177.39	0.3065
360	0.5898	167.93	183.21	0.3162	0.5128	167.67	182.85	0.3132
	P = 180 psia (T_{sat} = 117.74°F)				P = 200 psia (T_{sat} = 125.28°F)			
Sat.	0.2569	108.18	116.74	0.2154	0.2288	108.98	117.44	0.2151
120	0.2595	108.77	117.41	0.2166				
140	0.2814	113.83	123.21	0.2264	0.2446	112.87	121.92	0.2226
160	0.3011	118.74	128.77	0.2355	0.2636	117.94	127.70	0.2321
180	0.3191	123.56	134.19	0.2441	0.2809	122.88	133.28	0.2410
200	0.3361	128.34	139.53	0.2524	0.2970	127.76	138.75	0.2494
220	0.3523	133.11	144.84	0.2603	0.3121	132.60	144.15	0.2575
240	0.3678	137.90	150.15	0.2680	0.3266	137.44	149.53	0.2653
260	0.3828	142.71	155.46	0.2755	0.3405	142.30	154.90	0.2728
280	0.3974	147.55	160.79	0.2828	0.3540	147.18	160.28	0.2802
300	0.4116	152.44	166.15	0.2899	0.3671	152.10	165.69	0.2874
320	0.4256	157.38	171.55	0.2969	0.3799	157.07	171.13	0.2945
340	0.4393	162.36	177.00	0.3038	0.3926	162.07	176.60	0.3014
360	0.4529	167.40	182.49	0.3106	0.4050	167.13	182.12	0.3082
	P = 300 psia (T_{sat} = 156.17°F)				P = 400 psia (T_{sat} = 179.95°F)			
Sat.	0.1424	111.72	119.62	0.2132	0.0965	112.77	119.91	0.2102
160	0.1462	112.95	121.07	0.2155				
180	0.1633	118.93	128.00	0.2265	0.0965	112.79	119.93	0.2102
200	0.1777	124.47	134.34	0.2363	0.1143	120.14	128.60	0.2235
220	0.1905	129.79	140.36	0.2453	0.1275	126.35	135.79	0.2343
240	0.2021	134.99	146.21	0.2537	0.1386	132.12	142.38	0.2438
260	0.2130	140.12	151.95	0.2618	0.1484	137.65	148.64	0.2527
280	0.2234	145.23	157.63	0.2696	0.1575	143.06	154.72	0.2610
300	0.2333	150.33	163.28	0.2772	0.1660	148.39	160.67	0.2689
320	0.2428	155.44	168.92	0.2845	0.1740	153.69	166.57	0.2766
340	0.2521	160.57	174.56	0.2916	0.1816	158.97	172.42	0.2840
360	0.2611	165.74	180.23	0.2986	0.1890	164.26	178.26	0.2912
380	0.2699	170.94	185.92	0.3055	0.1962	169.57	184.09	0.2983
400	0.2786	176.18	191.64	0.3122	0.2032	174.90	189.94	0.3051

TABLA A-17E
Propiedades de gas ideal del aire

T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/(lbm · R)
360	85.97	0.3363	61.29	396.6	0.503 69
380	90.75	0.4061	64.70	346.6	0.516 63
400	95.53	0.4858	68.11	305.0	0.528 90
420	100.32	0.5760	71.52	270.1	0.540 58
440	105.11	0.6776	74.93	240.6	0.551 72
460	109.90	0.7913	78.36	215.33	0.562 35
480	114.69	0.9182	81.77	193.65	0.572 55
500	119.48	1.0590	85.20	174.90	0.582 33
520	124.27	1.2147	88.62	158.58	0.591 73
537	128.10	1.3593	91.53	146.34	0.599 45
540	129.06	1.3860	92.04	144.32	0.600 78
560	133.86	1.5742	95.47	131.78	0.609 50
580	138.66	1.7800	98.90	120.70	0.617 93
600	143.47	2.005	102.34	110.88	0.626 07
620	148.28	2.249	105.78	102.12	0.633 95
640	153.09	2.514	109.21	94.30	0.641 59
660	157.92	2.801	112.67	87.27	0.649 02
680	162.73	3.111	116.12	80.96	0.656 21
700	167.56	3.446	119.58	75.25	0.663 21
720	172.39	3.806	123.04	70.07	0.670 02
740	177.23	4.193	126.51	65.38	0.676 65
760	182.08	4.607	129.99	61.10	0.683 12
780	186.94	5.051	133.47	57.20	0.689 42
800	191.81	5.526	136.97	53.63	0.695 58
820	196.69	6.033	140.47	50.35	0.701 60
840	201.56	6.573	143.98	47.34	0.707 47
860	206.46	7.149	147.50	44.57	0.713 23
880	211.35	7.761	151.02	42.01	0.718 86
900	216.26	8.411	154.57	39.64	0.724 38
920	221.18	9.102	158.12	37.44	0.729 79
940	226.11	9.834	161.68	35.41	0.735 09
960	231.06	10.61	165.26	33.52	0.740 30
980	236.02	11.43	168.83	31.76	0.745 40
1000	240.98	12.30	172.43	30.12	0.750 42
1040	250.95	14.18	179.66	27.17	0.760 19
1080	260.97	16.28	186.93	24.58	0.769 64
1120	271.03	18.60	194.25	22.30	0.778 80
1160	281.14	21.18	201.63	20.29	0.787.67
1200	291.30	24.01	209.05	18.51	0.796 26
1240	301.52	27.13	216.53	16.93	0.804 66
1280	311.79	30.55	224.05	15.52	0.812 80
1320	322.11	34.31	231.63	14.25	0.820 75
1360	332.48	38.41	239.25	13.12	0.828 48
1400	342.90	42.88	246.93	12.10	0.836 04
1440	353.37	47.75	254.66	11.17	0.843 41
1480	363.89	53.04	262.44	10.34	0.850 62
1520	374.47	58.78	270.26	9.578	0.857 67
1560	385.08	65.00	278.13	8.890	0.864 56
1600	395.74	71.13	286.06	8.263	0.871 30
1650	409.13	80.89	296.03	7.556	0.879 54
1700	422.59	90.95	306.06	6.924	0.887 58
1750	436.12	101.98	316.16	6.357	0.895 42
1800	449.71	114.0	326.32	5.847	0.903 08
1850	463.37	127.2	336.55	5.388	0.910 56
1900	477.09	141.5	346.85	4.974	0.917 88
1950	490.88	157.1	357.20	4.598	0.925 04
2000	504.71	174.0	367.61	4.258	0.932 05
2050	518.71	192.3	378.08	3.949	0.938 91
2100	532.55	212.1	388.60	3.667	0.945 64
2150	546.54	233.5	399.17	3.410	0.952 22
2200	560.59	256.6	409.78	3.176	0.959.19
2250	574.69	281.4	420.46	2.961	0.965 01
2300	588.82	308.1	431.16	2.765	0.971 23
2350	603.00	336.8	441.91	2.585	0.977 32
2400	617.22	367.6	452.70	2.419	0.983 31
2450	631.48	400.5	463.54	2.266	0.989 19
2500	645.78	435.7	474.40	2.125	0.994 97
2550	660.12	473.3	485.31	1.996	1.000 64
2600	674.49	513.5	496.26	1.876	1.006 23
2650	688.90	556.3	507.25	1.765	1.011 72
2700	703.35	601.9	518.26	1.662	1.017 12
2750	717.83	650.4	529.31	1.566	1.022 44
2800	732.33	702.0	540.40	1.478	1.027 67
2850	746.88	756.7	551.52	1.395	1.032 82
2900	761.45	814.8	562.66	1.318	1.037 88
2950	776.05	876.4	573.84	1.247	1.042 86
3000	790.68	941.4	585.04	1.180	1.047.79
3050	805.34	1011	596.28	1.118	1.052 64
3100	820.03	1083	607.53	1.060	1.057 41
3150	834.75	1161	618.82	1.006	1.062 12
3200	849.48	1242	630.12	0.955	1.066 76
3250	864.24	1328	641.46	0.907	1.071 34
3300	879.02	1418	652.81	0.8621	1.075 85
3350	893.83	1513	664.20	0.8202	1.080 31
3400	908.66	1613	675.60	0.7807	1.084 70
3450	923.52	1719	687.04	0.7436	1.089 04
3500	938.40	1829	698.48	0.7067	1.093 32
3550	953.30	1946	709.95	0.6759	1.097 55
3600	968.21	2068	721.44	0.6449	1.101 72
3650	983.15	2196	732.95	0.6157	1.105 84
3700	998.11	2330	744.48	0.5882	1.109 91
3750	1013.1	2471	756.04	0.5621	1.113 93
3800	1028.1	2618	767.60	0.5376	1.117 91
3850	1043.1	2773	779.19	0.5143	1.121 83
3900	1058.1	2934	790.80	0.4923	1.125 71
3950	1073.2	3103	802.43	0.4715	1.129 55

TABLA A-17E
(Continuación)

T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/(lbm · R)	T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/(lbm · R)
4000	1088.3	3280	814.06	0.4518	1.133 34	4600	1270.4	6089	955.04	0.2799	1.175 75
4050	1103.4	3464	825.72	0.4331	1.137 09	4700	1300.9	6701	978.73	0.2598	1.182 32
4100	1118.5	3656	837.40	0.4154	1.140 79	4800	1331.5	7362	1002.5	0.2415	1.188 76
4150	1133.6	3858	849.09	0.3985	1.144 46	4900	1362.2	8073	1026.3	0.2248	1.195 08
4200	1148.7	4067	860.81	0.3826	1.148 09	5000	1392.9	8837	1050.1	0.2096	1.201 29
4300	1179.0	4513	884.28	0.3529	1.155 22	5100	1423.6	9658	1074.0	0.1956	1.207 38
4400	1209.4	4997	907.81	0.3262	1.162 21	5200	1454.4	10,539	1098.0	0.1828	1.213 36
4500	1239.9	5521	931.39	0.3019	1.169 05	5300	1485.3	11,481	1122.0	0.1710	1.219 23

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1983, pp. 832-833, tabla A-5. Publicada originalmente en J.H. Keenan y J. Kaye, *Gas Tables*, Wiley, Nueva York, 1948.

TABLA A-4

(Continuación)

Temp. °C	Pres sat. kPa	Volumen específico m³/kg		Energía interna kJ/kg			Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)		
		Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
T	P_{sat}	v_f	v_g	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
200	1.5538	0.001 157	0.127 36	850.65	1744.7	2595.3	852.45	1940.7	2793.2	2.3309	4.1014	6.4323
205	1.7230	0.001 164	0.115 21	873.04	1724.5	2597.5	875.04	1921.0	2796.0	2.3780	4.0172	6.3952
210	1.9062	0.001 173	0.104 41	895.53	1703.9	2599.5	897.76	1900.7	2798.5	2.4246	3.9337	6.3585
215	2.104	0.001 181	0.094 79	918.14	1682.9	2601.1	920.62	1879.9	2800.5	2.4714	3.8507	6.3221
220	2.318	0.001 190	0.086 19	940.87	1661.5	2602.4	943.62	1858.5	2802.1	2.5178	3.7683	6.2861
225	2.548	0.001 199	0.078 49	963.73	1639.6	2603.3	966.78	1836.5	2803.3	2.5639	3.6863	6.2503
230	2.795	0.001 209	0.071 58	986.74	1617.2	2603.9	990.12	1813.8	2804.0	2.6099	3.6047	6.2146
235	3.060	0.001 219	0.065 37	1009.89	1594.2	2604.1	1013.62	1790.5	2804.2	2.6558	3.5233	6.1791
240	3.344	0.001 229	0.059 76	1033.21	1570.8	2604.0	1037.32	1766.5	2803.8	2.7015	3.4422	6.1437
245	3.648	0.001 240	0.054 71	1056.71	1546.7	2603.4	1061.23	1741.7	2803.0	2.7472	3.3612	6.1083
250	3.973	0.001 251	0.050 13	1080.39	1522.0	2602.4	1085.36	1716.2	2801.5	2.7927	3.2802	6.0730
255	4.319	0.001 263	0.045 98	1104.28	1596.7	2600.9	1109.73	1689.8	2799.5	2.8383	3.1992	6.0375
260	4.688	0.001 276	0.042 21	1128.39	1470.6	2599.0	1134.37	1662.5	2796.9	2.8838	3.1181	6.0019
265	5.081	0.001 289	0.038 77	1152.74	1443.9	2596.6	1159.28	1634.4	2793.6	2.9294	3.0368	5.9662
270	5.499	0.001 302	0.035 64	1177.36	1416.3	2593.7	1184.51	1605.2	2789.7	2.9751	2.9551	5.9301
275	5.942	0.001 317	0.032 79	1202.25	1387.9	2590.2	1210.07	1574.9	2785.0	3.0208	2.8730	5.8938
280	6.412	0.001 332	0.030 17	1227.46	1358.7	2586.1	1235.99	1543.6	2779.6	3.0668	2.7903	5.8571
285	6.909	0.001 348	0.027 77	1253.00	1328.4	2581.4	1262.31	1511.0	2773.3	3.1130	2.7070	5.8199
290	7.436	0.001 366	0.025 57	1278.92	1297.1	2576.0	1289.07	1477.1	2766.2	3.1594	2.6227	5.7821
295	7.993	0.001 384	0.023 54	1305.2	1264.7	2569.9	1316.3	1441.8	2758.1	3.2062	2.5375	5.7437
300	8.581	0.001 404	0.021 67	1332.0	1231.0	2563.0	1344.0	1404.9	2749.0	3.2534	2.4511	5.7045
305	9.202	0.001 425	0.019 948	1359.3	1195.9	2555.2	1372.4	1366.4	2738.7	3.3010	2.3633	5.6643
310	9.856	0.001 447	0.018 350	1387.1	1159.4	2546.4	1401.3	1326.0	2727.3	3.3493	2.2737	5.6230
315	10.547	0.001 472	0.016 867	1415.5	1121.1	2536.6	1431.0	1283.5	2714.5	3.3982	2.1821	5.5804
320	11.274	0.001 499	0.015 488	1444.6	1080.9	2525.5	1461.5	1238.6	2700.1	3.4480	2.0882	5.5362
330	12.845	0.001 561	0.012 996	1505.3	993.7	2498.9	1525.3	1140.6	2665.9	3.5507	1.8909	5.4417
340	14.586	0.001 638	0.010 797	1570.3	894.3	2464.6	1594.2	1027.9	2622.0	3.6594	1.6763	5.3357
350	16.513	0.001 740	0.008 813	1641.9	776.6	2418.4	1670.6	893.4	2563.9	3.7777	1.4335	5.2112
360	18.651	0.001 893	0.006 945	1725.2	626.3	2351.5	1760.5	720.3	2481.0	3.9147	1.1379	5.0526
370	21.03	0.002 213	0.004 925	1844.0	384.5	2228.5	1890.5	441.6	2332.1	4.1106	0.6865	4.7971
374.14	22.09	0.003 155	0.003 155	2029.6	0	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	0	4.4298

Fuente: Las tablas de la A-4 a la A-8 se adaptaron de Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodinamics*, versión inglés/SI, 3a. ed., Wiley, Nueva York, 1986, p. 635-651. Publicada originalmente en Joseph H. Keenan, Frederick, G. Keyes, Philip G. Hill y Joan G. Moore, *Steam Tables*, Unidades SI, Wiley, Nueva York, 1978.

TABLA A-18E

Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)
300	2,082.0	1,486.2	41.695
320	2,221.0	1,585.5	42.143
340	2,360.0	1,684.4	42.564
360	2,498.9	1,784.0	42.962
380	2,638.0	1,883.4	43.337
400	2,777.0	1,982.6	43.694
420	2,916.1	2,082.0	44.034
440	3,055.1	2,181.3	44.357
460	3,194.1	2,280.6	44.665
480	3,333.1	2,379.9	44.962
500	3.472.2	2,479.3	45.246
520	3.611.3	2,578.6	45.519
537	3,729.5	2,663.1	45.743
540	3,750.3	2,678.0	45.781
560	3,889.5	2,777.4	46.034
580	4,028.7	2,876.9	46.278
600	4,167.9	2,976.4	46.514
620	4,307.1	3,075.9	46.742
640	4,446.4	3,175.5	46.964
660	4,585.8	3,275.2	47.178
680	4,725.3	3.374.9	47.386
700	4,864.9	3,474.8	47.588
720	5,004.5	3,574.7	47.785
740	5,144.3	3,674.7	47.977
760	5,284.1	3,774.9	48.164
780	5,424.2	3,875.2	48.345
800	5.564.4	3,975.7	48.522
820	5,704.7	4,076.3	48.696
840	5,845.3	4,177.1	48.865
860	5,985.9	4,278.1	49.031
880	6,126.9	4,379.4	49.193
900	6,268.1	4,480.8	49.352
920	6,409.6	4,582.6	49.507
940	6,551.2	4,684.5	49.659
960	6,693.1	4,786.7	49.808
980	6,835.4	4,889.3	49.955
1000	6,977.9	4,992.0	50.099
1020	7,120.7	5,095.1	50.241
1040	7,263.8	5,198.5	50.380
1060	7,407.2	5,302.2	50.516
1080	7,551.0	5,406.2	50.651
1100	7,695.0	5,510.5	50.783
1120	7,839.3	5,615.2	50.912
1140	7,984.0	5,720.1	51.040
1160	8,129.0	5,825.4	51.167
1180	8,274.4	5,931.0	51.291
1200	8,420.0	6,037.0	51.143
1220	8,566.1	6,143.4	51.534
1240	8,712.6	6,250.1	51.653
1260	8,859.3	6,357.2	51.771
1280	9,006.4	6,464.5	51.887
1300	9,153.9	6,572.3	51.001
1320	9,301.8	6,680.4	52.114
1340	9,450.0	6,788.9	52.225
1360	9,598.6	6,897.8	52.335
1380	9,747.5	7,007.0	52.444
1400	9,896.9	7,116.7	52.551
1420	10,046.6	7,226.7	52.658
1440	10,196.6	7,337.0	52.763
1460	10,347.0	7,447.6	52.867
1480	10,497.8	7,558.7	52.969
1500	10,648.0	7,670.1	53.071
1520	10,800.4	7,781.9	53.171
1540	10,952.2	7,893.9	53.271
1560	11,104.3	8,006.4	53.369
1580	11,256.9	8,119.2	53.465
1600	11,409.7	8,232.3	53.561
1620	11,562.8	8,345.7	53.656
1640	11,716.4	8,459.6	53.751
1660	11,870.2	8,573.6	53.844
1680	12,024.3	8,688.1	53.936
1700	12,178.9	8,802.9	54.028
1720	12,333.7	8,918.0	54.118
1740	12,488.8	9,033.4	54.208
1760	12,644.3	9,149.2	54.297
1780	12,800.2	9,265.3	54.385
1800	12,956.3	9,381.7	54.472
1820	13,112.7	9,498.4	54.559
1840	13,269.5	9,615.5	54.645
1860	13,426.5	9,732.8	54.729

TABLA A-18E

(Continuación)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)
1900	13,742	9,968	54.896	3500	27,016	20,065	59.944
1940	14,058	10,205	55.061	3540	27,359	20,329	60.041
1980	14,375	10,443	55.223	3580	27,703	20,593	60.138
2020	14,694	10,682	55.383	3620	28,046	20,858	60.234
2060	15,013	10,923	55.540	3660	28,391	21,122	60.328
2100	15,334	11,164	55.694	3700	28,735	21,387	60.422
2140	15,656	11,406	55.846	3740	29,080	21,653	60.515
2180	15,978	11,649	55.995	3780	29,425	21,919	60.607
2220	16,302	11,893	56.141	3820	29,771	22,185	60.698
2260	16,626	12,138	56.286	3860	30,117	22,451	60.788
2300	16,951	12,384	56.429	3900	30,463	22,718	60.877
2340	17,277	12,630	56.570	3940	30,809	22,985	60.966
2380	17,604	12,878	56.708	3980	31,156	23,252	61.053
2420	17,392	13,126	56.845	4020	31,503	23,520	61.139
2460	18,260	13,375	56.980	4060	31,850	23,788	61.225
2500	18,590	13,625	57.112	4100	32,198	24,056	61.310
2540	18,919	13,875	57.243	4140	32,546	24,324	61.395
2580	19,250	14,127	57.372	4180	32,894	24,593	61.479
2620	19,582	14,379	57.499	4220	33,242	24,862	61.562
2660	19,914	14,631	57.625	4260	33,591	25,131	61.644
2700	20,246	14,885	57.750	4300	33,940	25,401	61.726
2740	20,580	15,139	57.872	4340	34,289	25,670	61.806
2780	20,914	15,393	57.993	4380	34,638	25,940	61.887
2820	21,248	15,648	58.113	4420	34,988	26,210	61.966
2860	21,584	15,905	58.231	4460	35,338	26,481	62.045
2900	21,920	16,161	58.348	4500	35,688	26,751	62.123
2940	22,256	16,417	58.463	4540	36,038	27,022	62.201
2980	22,593	16,675	58.576	4580	36,389	27,293	62.278
3020	22,930	16,933	58.688	4620	36,739	27,565	62.354
3060	23,268	17,192	58.800	4660	37,090	27,836	62.429
3100	23,607	17,451	58.910	4700	37,441	28,108	62.504
3140	23,946	17,710	59.019	4740	37,792	28,379	62.578
3180	24,285	17,970	59.126	4780	38,144	28,651	62.652
3220	24,625	18,231	59.232	4820	38,495	28,924	62.725
3260	24,965	18,491	59.338	4860	38,847	29,196	62.798
3300	25,306	18,753	59.442	4900	39,199	29,468	62.870
3340	25,647	19,014	59.544	5000	40,080	30,151	63.049
3380	25,989	19,277	59.646	5100	40,962	30,834	63.223
3420	26,331	19,539	59.747	5200	41,844	31,518	63.395
3460	26,673	19,802	59.846	5300	42,728	32,203	63.563

Fuente: Las tablas A-18E hasta A-23E son tomadas de Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1983, pp. 834-844. Originalmente publicadas en J. H. Keenan y J. Kaye, *Gas Tables*, Wiley, Nueva York, 1945.

TABLA A-19E

Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)
300	2,073.5	1,477.8	44.927	1080	7,696.8	5,552.1	54.064
320	2,212.6	1,577.1	45.375	1100	7,850.4	5,665.9	54.204
340	2,351.7	1,676.5	45.797	1120	8,004.5	5,780.3	54.343
360	2,490.8	1,775.9	46.195	1140	8,159.1	5,895.2	54.480
380	2,630.0	1,875.3	46.571	1160	8,314.2	6,010.6	54.614
400	2,769.1	1,974.8	46.927	1180	8,469.8	6,126.5	54.748
420	2,908.3	2,074.3	47.267	1200	8,625.8	6,242.8	54.879
440	3,047.5	2,173.8	47.591	1220	8,782.4	6,359.6	55.008
460	3,186.9	2,273.4	47.900	1240	8,939.4	6,476.9	55.136
480	3,326.5	2,373.3	48.198	1260	9,096.7	6,594.5	55.262
500	3,466.2	2,473.2	48.483	1280	9,254.6	6,712.7	55.386
520	3,606.1	2,573.4	48.757	1300	9,412.9	6,831.3	55.508
537	3,725.1	2,658.7	48.982	1320	9,571.9	6,950.2	55.630
540	3,746.2	2,673.8	49.021	1340	9,730.7	7,069.6	55.750
560	3,886.6	2,774.5	49.276	1360	9,890.2	7,189.4	55.867
580	4,027.3	2,875.5	49.522	1380	10,050.1	7,309.6	55.984
600	4,168.3	2,976.8	49.762	1400	10,210.4	7,430.1	56.099
620	4,309.7	3,078.4	49.993	1420	10,371.0	7,551.1	56.213
640	4,451.4	3,180.4	50.218	1440	10,532.0	7,672.4	56.326
660	4,593.5	3,282.9	50.437	1460	10,693.3	7,793.9	56.437
680	4,736.2	3,385.8	50.650	1480	10,855.1	7,916.0	56.547
700	4,879.3	3,489.2	50.858	1500	11,017.1	8,038.3	56.656
720	5,022.9	3,593.1	51.059	1520	11,179.6	8,161.1	56.763
740	5,167.0	3,697.4	51.257	1540	11,342.4	8,284.2	56.869
760	5,311.4	3,802.4	51.450	1560	11,505.4	8,407.4	56.975
780	5,456.4	3,907.5	51.638	1580	11,668.8	8,531.1	57.079
800	5,602.0	4,013.3	51.821	1600	11,832.5	8,655.1	57.182
820	5,748.1	4,119.7	52.002	1620	11,996.6	8,779.5	57.284
840	5,894.8	4,226.6	52.179	1640	12,160.9	8,904.1	57.385
860	6,041.9	4,334.1	52.352	1660	12,325.5	9,029.0	57.484
880	6,189.6	4,442.0	52.522	1680	12,490.4	9,154.1	57.582
900	6,337.9	4,550.6	52.688	1700	12,655.6	9,279.6	57.680
920	6,486.7	4,659.7	52.852	1720	12,821.1	9,405.4	57.777
940	6,636.1	4,769.4	53.012	1740	12,986.9	9,531.5	57.873
960	6,786.0	4,879.5	53.170	1760	13,153.0	9,657.9	57.968
980	6,936.4	4,990.3	53.326	1780	13,319.2	9,784.4	58.062
1000	7,087.5	5,101.6	53.477	1800	13,485.8	9,911.2	58.155
1020	7,238.9	5,213.3	53.628	1820	13,652.5	10,038.2	58.247
1040	7,391.0	5,325.7	53.775	1840	13,819.6	10,165.6	58.339
1060	7,543.6	5,438.6	53.921	1860	13,986.8	10,293.1	58.428

TABLA A-19E

(Continuación)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)
1900	14,322	10,549	58.607	3500	28,273	21,323	63.914
1940	14,658	10,806	58.782	3540	28,633	21,603	64.016
1980	14,995	11,063	58.954	3580	28,994	21,884	64.114
2020	15,333	11,321	59.123	3620	29,354	22,165	64.217
2060	15,672	11,581	59.289	3660	29,716	22,447	64.316
2100	16,011	11,841	59.451	3700	30,078	22,730	64.415
2140	16,351	12,101	59.612	3740	30,440	23,013	64.512
2180	16,692	12,363	59.770	3780	30,803	23,296	64.609
2220	17,036	12,625	59.926	3820	31,166	23,580	64.704
2260	17,376	12,888	60.077	3860	31,529	23,864	64.800
2300	17,719	13,151	60.228	3900	31,894	24,149	64.893
2340	18,062	13,416	60.376	3940	32,258	24,434	64.986
2380	18,407	13,680	60.522	3980	32,623	24,720	65.078
2420	18,572	13,946	60.666	4020	32,989	25,006	65.169
2460	19,097	14,212	60.808	4060	33,355	25,292	65.260
2500	19,443	14,479	60.946	4100	33,722	25,580	65.350
2540	19,790	14,746	61.084	4140	34,089	25,867	64.439
2580	20,138	15,014	61.220	4180	34,456	26,155	65.527
2620	20,485	15,282	61.354	4220	34,824	26,144	65.615
2660	20,834	15,551	61.486	4260	35,192	26,733	65.702
2700	21,183	15,821	61.616	4300	35,561	27,022	65.788
2740	21,533	16,091	61.744	4340	35,930	27,312	65.873
2780	21,883	16,362	61.871	4380	36,300	27,602	65.958
2820	22,232	16,633	61.996	4420	36,670	27,823	66.042
2860	22,584	16,905	62.120	4460	37,041	28,184	66.125
2900	22,936	17,177	62.242	4500	37,412	28,475	66.208
2940	23,288	17,450	62.363	4540	37,783	28,768	66.290
2980	23,641	17,723	62.483	4580	38,155	29,060	66.372
3020	23,994	17,997	62.599	4620	38,528	29,353	66.453
3060	24,348	18,271	62.716	4660	38,900	29,646	66.533
3100	24,703	18,546	62.831	4700	39,274	29,940	66.613
3140	25,057	18,822	62.945	4740	39,647	30,234	66.691
3180	25,413	19,098	63.057	4780	40,021	30,529	66.770
3220	25,769	19,374	63.169	4820	40,396	30,824	66.848
3260	26,175	19,651	63.279	4860	40,771	31,120	66.925
3300	26,412	19,928	63.386	4900	41,146	31,415	67.003
3340	26,839	20,206	63.494	5000	42,086	32,157	67.193
3380	27,197	20,485	63.601	5100	43,021	32,901	67.380
3420	27,555	20,763	63.706	5200	43,974	33,648	67.562
3460	27,914	21,043	63.811	5300	44,922	34,397	67.743

TABLA A-20E

Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)
300	2,108.2	1,512.4	46.353	1080	9,575.8	7,431.1	58.072
320	2,256.6	1,621.1	46.832	1100	9,802.6	7,618.1	58.281
340	2,407.3	1,732.1	47.289	1120	10,030.6	7,806.4	58.485
360	2,560.5	1,845.6	47.728	1140	10,260.1	7,996.2	58.689
380	2,716.4	1,961.8	48.148	1160	10,490.6	8,187.0	58.889
400	2,874.7	2,080.4	48.555	1180	10,722.3	8,379.0	59.088
420	3,035.7	2,201.7	48.947	1200	10,955.3	8,572.3	59.283
440	3,199.4	2,325.6	49.329	1220	11,189.4	8,766.6	59.477
460	3,365.7	2,452.2	49.698	1240	11,424.6	8,962.1	59.668
480	3,534.7	2,581.5	50.058	1260	11,661.0	9,158.8	59.858
500	3,706.2	2,713.3	50.408	1280	11,898.4	9,356.5	60.044
520	3,880.3	2,847.7	50.750	1300	12,136.9	9,555.3	60.229
537	4,027.5	2,963.8	51.032	1320	12,376.4	9,755.0	60.412
540	4,056.8	2,984.4	51.082	1340	12,617.0	9,955.9	60.593
560	4,235.8	3,123.7	51.408	1360	12,858.5	10,157.7	60.772
580	4,417.2	3,265.4	51.726	1380	13,101.0	10,360.5	60.949
600	4,600.9	3,409.4	52.038	1400	13,344.7	10,564.5	61.124
620	4,786.6	3,555.6	52.343	1420	13,589.1	10,769.2	61.298
640	4,974.9	3,704.0	52.641	1440	13,834.5	10,974.8	61.469
660	5,165.2	3,854.6	52.934	1460	14,080.8	11,181.4	61.639
680	5,357.6	4,007.2	53.225	1480	14,328.0	11,388.9	61.800
700	5,552.0	4,161.9	53.503	1500	14,576.0	11,597.2	61.974
720	5,748.4	4,318.6	53.780	1520	14,824.9	11,806.4	62.138
740	5,946.8	4,477.3	54.051	1540	15,074.7	12,016.5	62.302
760	6,147.0	4,637.9	54.319	1560	15,325.3	12,227.3	62.464
780	6,349.1	4,800.1	54.582	1580	15,576.7	12,439.0	62.624
800	6,552.9	4,964.2	54.839	1600	15,829.0	12,651.6	62.783
820	6,758.3	5,129.9	55.093	1620	16,081.9	12,864.8	62.939
840	6,965.7	5,297.6	55.343	1640	16,335.7	13,078.9	63.095
860	7,174.7	5,466.9	55.589	1660	16,590.2	13,293.7	63.250
880	7,385.3	5,637.7	55.831	1680	16,845.5	13,509.2	63.403
900	7,597.6	5,810.3	56.070	1700	17,101.4	13,725.4	63.555
920	7,811.4	5,984.4	56.305	1720	17,358.1	13,942.4	63.704
940	8,026.8	6,160.1	56.536	1740	17,615.5	14,160.1	63.853
960	8,243.8	6,337.4	56.765	1760	17,873.5	14,378.4	64.001
980	8,462.2	6,516.1	56.990	1780	18,132.2	14,597.4	64.147
1000	8,682.1	6,696.2	57.212	1800	18,391.5	14,816.9	64.292
1020	8,903.4	6,877.8	57.432	1820	18,651.5	15,037.2	64.435
1040	9,126.2	7,060.9	57.647	1840	18,912.2	15,258.2	64.578
1060	9,350.3	7,245.3	57.861	1860	19,173.4	15,479.7	64.719

TABLA A-20E

(Continuación)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)
1900	19,698	15,925	64.999
1940	20,224	16,372	65.272
1980	20,753	16,821	65.543
2020	21,284	17,273	65.809
2060	21,818	17,727	66.069
2100	22,353	18,182	66.327
2140	22,890	18,640	66.581
2180	23,429	19,101	66.830
2220	23,970	19,561	67.076
2260	24,512	20,024	67.319
2300	25,056	20,489	67.557
2340	25,602	20,955	67.792
2380	26,150	21,423	68.025
2420	26,699	21,893	68.253
2460	27,249	22,364	68.479
2500	27,801	22,837	68.702
2540	28,355	23,310	68.921
2580	28,910	23,786	69.138
2620	29,465	24,262	69.352
2660	30,023	24,740	69.563
2700	30,581	25,220	69.771
2740	31,141	25,701	69.977
2780	31,702	26,181	70.181
2820	32,264	26,664	70.382
2860	32,827	27,148	70.580
2900	33,392	27,633	70.776
2940	33,957	28,118	70.970
2980	34,523	28,605	71.160
3020	35,090	29,093	71.350
3060	35,659	29,582	71.537
3100	36,228	30,072	71.722
3140	36,798	30,562	71.904
3180	37,369	31,054	72.085
3220	37,941	31,546	72.264
3260	38,513	32,039	72.441
3300	39,087	32,533	72.616
3340	39,661	33,028	72.788
3380	40,236	33,524	72.960
3420	40,812	34,020	73.129
3460	41,388	34,517	73.297
3500	41,965	35,015	73.462
3540	42,543	35,513	73.627
3580	43,121	36,012	73.789
3620	43,701	36,512	73.951
3660	44,280	37,012	74.110
3700	44,861	37,513	74.267
3740	45,442	38,014	74.423
3780	46,023	38,517	74.578
3820	46,605	39,019	74.732
3860	47,188	39,522	74.884
3900	47,771	40,026	75.033
3940	48,355	40,531	75.182
3980	48,939	41,035	75.330
4020	49,524	41,541	75.477
4060	50,109	42,047	75.622
4100	50,695	42,553	75.765
4140	51,282	43,060	75.907
4180	51,868	43,568	76.048
4220	52,456	44,075	76.188
4260	53,044	44,584	76.327
4300	53,632	45,093	76.464
4340	54,221	45,602	76.601
4380	54,810	46,112	76.736
4420	55,400	46,622	76.870
4460	55,990	47,133	77.003
4500	56,581	47,645	77.135
4540	57,172	48,156	77.266
4580	57,764	48,668	77.395
4620	58,356	49,181	77.581
4660	58,948	49,694	77.652
4700	59,541	50,208	77.779
4740	60,134	50,721	77.905
4780	60,728	51,236	78.029
4820	61,322	51,750	78.153
4860	61,916	52,265	78.276
4900	62,511	52,781	78.398
5000	64,000	54,071	78.698
5100	65,491	55,363	78.994
5200	66,984	56,658	79.284
5300	68,471	57,954	79.569

TABLA A-21E

Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)
300	2,081.9	1,486.1	43.223	1080	7,571.1	5,426.4	52.203
320	2,220.9	1,585.4	43.672	1100	7,716.8	5,532.3	52.337
340	2,359.9	1,684.7	44.093	1120	7,862.9	5,638.7	52.468
360	2,498.8	1,783.9	44.490	1140	8,009.2	5,745.4	52.598
380	2,637.9	1,883.3	44.866	1160	8,156.1	5,851.5	52.726
400	2,776.9	1,982.6	45.223	1180	8,303.3	5,960.0	52.852
420	2,916.0	2,081.9	45.563	1200	8,450.8	6,067.8	52.976
440	3,055.0	2,181.2	45.886	1220	8,598.8	6,176.0	53.098
460	3,194.0	2,280.5	46.194	1240	8,747.2	6,284.7	53.218
480	3,333.0	2,379.8	46.491	1260	8,896.0	6,393.8	53.337
500	3,472.1	2,479.2	46.775	1280	9,045.0	6,503.1	53.455
520	3,611.2	2,578.6	47.048	1300	9,194.6	6,613.0	53.571
537	3,725.1	2,663.1	47.272	1320	9,344.6	6,723.2	53.685
540	3,750.3	2,677.9	47.310	1340	9,494.8	6,833.7	53.799
560	3,889.5	2,777.4	47.563	1360	9,645.5	6,944.7	53.910
580	4,028.7	2,876.9	47.807	1380	9,796.6	7,056.1	54.021
600	4,168.0	2,976.5	48.044	1400	9,948.1	7,167.9	54.129
620	4,307.4	3,076.2	48.272	1420	10,100.0	7,280.1	54.237
640	4,446.9	3,175.9	48.494	1440	10,252.2	7,392.6	54.344
660	4,586.6	3,275.8	48.709	1460	10,404.8	7,505.4	54.448
680	4,726.2	3,375.8	48.917	1480	10,557.8	7,618.7	54.522
700	4,886.0	3,475.9	49.120	1500	10,711.1	7,732.3	54.665
720	5,006.1	3,576.3	49.317	1520	10,864.9	7,846.4	54.757
740	5,146.4	3,676.9	49.509	1540	11,019.0	7,960.8	54.858
760	5,286.8	3,777.5	49.697	1560	11,173.4	8,075.4	54.958
780	5,427.4	3,878.4	49.880	1580	11,328.2	8,190.5	55.056
800	5,568.2	3,979.5	50.058	1600	11,483.4	8,306.0	55.154
820	5,709.4	4,081.0	50.232	1620	11,638.9	8,421.8	55.251
840	5,850.7	4,182.6	50.402	1640	11,794.7	8,537.9	55.347
860	5,992.3	4,284.5	50.569	1660	11,950.9	8,654.4	55.411
880	6,134.2	4,386.6	50.732	1680	12,107.5	8,771.2	55.535
900	6,276.4	4,489.1	50.892	1700	12,264.3	8,888.3	55.628
920	6,419.0	4,592.0	51.048	1720	12,421.4	9,005.7	55.720
940	6,561.7	4,695.0	51.202	1740	12,579.0	9,123.6	55.811
960	6,704.9	4,798.5	51.353	1760	12,736.7	9,241.6	55.900
980	6,848.4	4,902.3	51.501	1780	12,894.9	9,360.0	55.990
1000	6,992.2	5,006.3	51.646	1800	13,053.2	9,478.6	56.078
1020	7,136.4	5,110.8	51.788	1820	13,212.0	9,597.7	56.166
1040	7,281.0	5,215.7	51.929	1840	13,371.0	9,717.0	56.253
1060	7,425.9	5,320.9	52.067	1860	13,530.2	9,836.5	56.339

TABLA A-21E

(Continuación)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)
1900	13,850	10.077	56.509	3500	27,262	20,311	61.612
1940	14,170	10,318	56.677	3540	27,608	20,576	61.710
1980	14,492	10,560	56.841	3580	27,954	20,844	61.807
2020	14,815	10,803	57.007	3620	28,300	21,111	61.903
2060	15,139	11,048	57.161	3660	28,647	21,378	61.998
2100	15,463	11,293	57.317	3700	28,994	21,646	62.093
2140	15,789	11,539	57.470	3740	29,341	21,914	62.186
2180	16,116	11,787	57.621	3780	29,688	22,182	62.279
2220	16,443	12,035	57.770	3820	30,036	22,450	62.370
2260	16,722	12,284	57.917	3860	30,384	22,719	62.461
2300	17,101	12,534	58.062	3900	30,733	22,988	62.511
2340	17,431	12,784	58.204	3940	31,082	23,257	62.640
2380	17,762	13,035	58.344	3980	31,431	23,527	62.728
2420	18,093	13,287	58.482	4020	31,780	23,797	62.816
2460	18,426	13,541	58.619	4060	32,129	24,067	62.902
2500	18,759	13,794	58.754	4100	32,479	24,337	62.988
2540	19,093	14,048	58.885	4140	32,829	24,608	63.072
2580	19,427	14,303	59.016	4180	33,179	24,878	63.156
2620	19,762	14,559	59.145	4220	33,530	25,149	63.240
2660	20,098	14,815	59.272	4260	33,880	25,421	63.323
2700	20,434	15,072	59.398	4300	34,231	25,692	63.405
2740	20,771	15,330	59.521	4340	34,582	25,934	63.486
2780	21,108	15,588	59.644	4380	34,934	26,235	63.567
2820	21,446	15,846	59.765	4420	35,285	26,508	63.647
2860	21,785	16,105	59.884	4460	35,637	26,780	63.726
2900	22,124	16,365	60.002	4500	35,989	27,052	63.805
2940	22,463	16,225	60.118	4540	36,341	27,325	63.883
2980	22,803	16,885	60.232	4580	36,693	27,598	63.960
3020	23,144	17,146	60.346	4620	37,046	27,871	64.036
3060	23,485	17,408	60.458	4660	37,398	28,144	64.113
3100	23,826	17,670	60.569	4700	37,751	28,417	64.188
3140	24,168	17,932	60.679	4740	38,104	28,691	64.263
3180	24,510	18,195	60.787	4780	38,457	28,965	64.337
3220	24,853	18,458	60.894	4820	38,811	29,239	64.411
3260	25,196	18,722	61.000	4860	39,164	29,513	64.484
3300	25,539	18,986	61.105	4900	39,518	29,787	64.556
3340	25,883	19,250	61.209	5000	40,403	30,473	64.735
3380	26,227	19,515	61.311	5100	41,289	31,161	64.910
3420	26,572	19,780	61.412	5200	42,176	31,849	65.082
3460	26,917	20,045	61.513	5300	43,063	32,538	65.252

TABLA A-22E

Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)
300	2,063.5	1,467.7	27.337	1400	9,673.8	6,893.6	37.883
320	2,189.4	1,553.9	27.742	1500	10,381.5	7,402.7	38.372
340	2,317.2	1,642.0	28.130	1600	11,092.5	7,915.1	38.830
360	2,446.8	1,731.9	28.501	1700	11,807.4	8,431.4	39.264
380	2,577.8	1,823.2	28.856	1800	12,526.8	8,952.2	39.675
400	2,710.2	1,915.8	29.195	1900	13,250.9	9,477.8	40.067
420	2,843.7	2,009.6	29.520	2000	13,980.1	10,008.4	40.441
440	2,978.1	2,104.3	29.833	2100	14,714.5	10,544.2	40.799
460	3,113.5	2,200.0	30.133	2200	15,454.4	11,085.5	41.143
480	3,249.4	2,296.2	20.424	2300	16,199.8	11,632.3	41.475
500	3,386.1	2,393.2	30.703	2400	16,950.6	12,184.5	41.794
520	3,523.2	2,490.6	30.972	2500	17,707.3	12,742.6	42.104
537	3,640.3	2,573.9	31.194	2600	18,469.7	13,306.4	42.403
540	3,660.9	2,588.5	31.232	2700	19,237.8	13,876.0	42.692
560	3,798.8	2,686.7	31.482	2800	20,011.8	14,451.4	42.973
580	3,937.1	2,785.3	31.724	2900	20,791.5	15,032.5	43.247
600	4,075.6	2,884.1	32.959	3000	21,576.9	15,619.3	43.514
620	4,214.3	2,983.1	32.187	3100	22,367.7	16,211.5	43.773
640	4,353.1	3,082.1	32.407	3200	23,164.1	16,809.3	44.026
660	4,492.1	3,181.4	32.621	3300	23,965.5	17,412.1	44.273
680	4,631.1	3,280.7	32.829	3400	24,771.9	18,019.9	44.513
700	4,770.2	3,380.1	33.031	3500	25,582.9	18,632.4	44.748
720	4,909.5	3,479.6	33.226	3600	26,398.5	19,249.4	44.978
740	5,048.8	3,579.2	33.417	3700	27,218.5	19,870.8	45.203
760	5,188.1	3,678.8	33.603	3800	28,042.8	20,496.5	45.423
780	5,327.6	3,778.6	33.784	3900	28,871.1	21,126.2	45.638
800	5,467.1	3,878.4	33.961	4000	29,703.5	21,760.0	45.849
820	5,606.7	3,978.3	34.134	4100	30,539.8	22,397.7	46.056
840	5,746.3	4,078.2	34.302	4200	31,379.8	23,039.2	46.257
860	5,885.9	4,178.0	34.466	4300	32,223.5	23,684.3	46.456
880	6,025.6	4,278.0	34.627	4400	33,070.9	24,333.1	46.651
900	6,165.3	4,378.0	34.784	4500	33,921.6	24,985.2	46.842
920	6,305.1	4,478.1	34.938	4600	34,775.7	25,640.7	47.030
940	6,444.9	4,578.1	35.087	4700	35,633.0	26,299.4	47.215
960	6,584.7	4,678.3	35.235	4800	36,493.4	26,961.2	47.396
980	6,724.6	4,778.4	35.379	4900	35,356.9	27,626.1	47.574
1000	6,864.5	4,878.6	35.520	5000	38,223.3	28,294.0	47.749
1100	7,564.6	5,380.1	36.188	5100	39,092.8	28,964.9	47.921
1200	8,265.8	5,882.8	36.798	5200	39,965.1	29,638.6	48.090
1300	8,968.7	6,387.1	37.360	5300	40,840.2	30,315.1	48.257

TABLA A-23E
Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/(lbmol · R)
300	2,367.6	1,771.8	40.439	1080	8,768.2	6,623.5	50.854
320	2,526.8	1,891.3	40.952	1100	8,942.0	6,757.5	51.013
340	2,686.0	2,010.8	41.435	1120	9,116.4	6,892.2	51.171
360	2,845.1	2,130.2	41.889	1140	9,291.4	7,027.5	51.325
380	3,004.4	2,249.8	42.320	1160	9,467.1	7,163.5	51.478
400	3,163.8	2,369.4	42.728	1180	9,643.4	7,300.1	51.360
420	3,323.2	2,489.1	43.117	1200	9,820.4	7,437.4	51.777
440	3,482.7	2,608.9	43.487	1220	9,998.0	7,575.2	51.925
460	3,642.3	2,728.8	43.841	1240	10,176.1	7,713.6	52.070
480	3,802.0	2,848.8	44.182	1260	10,354.9	7,852.7	52.212
500	3,962.0	2,969.1	44.508	1280	10,534.4	7,992.5	52.354
520	4,122.0	3,089.4	44.821	1300	10,714.5	8,132.9	52.494
537	4,258.0	3,191.9	45.079	1320	10,895.3	8,274.0	52.631
540	4,282.4	3,210.0	45.124	1340	11,076.6	8,415.5	52.768
560	4,442.8	3,330.7	45.415	1360	11,258.7	8,557.9	52.903
580	4,603.7	3,451.9	45.696	1380	11,441.4	8,700.9	53.037
600	4,764.7	3,573.2	45.970	1400	11,624.8	8,844.6	53.168
620	4,926.1	3,694.9	46.235	1420	11,808.8	8,988.9	53.299
640	5,087.8	3,816.8	46.492	1440	11,993.4	9,133.8	53.428
660	5,250.0	3,939.3	46.741	1460	12,178.8	9,279.4	53.556
680	5,412.5	4,062.1	46.984	1480	12,364.8	9,425.7	53.682
700	5,575.4	4,185.3	47.219	1500	12,551.4	9,572.7	53.808
720	5,738.8	4,309.0	47.450	1520	12,738.8	9,720.3	53.932
740	5,902.6	4,433.1	47.673	1540	12,926.8	9,868.6	54.055
760	6,066.9	4,557.6	47.893	1560	13,115.6	10,017.6	54.117
780	6,231.7	4,682.7	48.106	1580	13,305.0	10,167.3	54.298
800	6,396.9	4,808.2	48.316	1600	13,494.4	10,317.6	54.418
820	6,562.6	4,934.2	48.520	1620	13,685.7	10,468.6	54.535
840	6,728.9	5,060.8	48.721	1640	13,877.0	10,620.2	54.653
860	6,895.6	5,187.8	48.916	1660	14,069.2	10,772.7	54.770
880	7,062.9	5,315.3	49.109	1680	14,261.9	10,925.6	54.886
900	7,230.9	5,443.6	49.298	1700	14,455.4	11,079.4	54.999
920	7,399.4	5,572.4	49.483	1720	14,649.5	11,233.8	55.113
940	7,568.4	5,701.7	49.665	1740	14,844.3	11,388.9	55.226
960	7,738.0	5,831.6	49.843	1760	15,039.8	11,544.7	55.339
980	7,908.2	5,962.0	50.019	1780	15,236.1	11,701.2	55.449
1000	8,078.2	6,093.0	50.191	1800	15,433.0	11,858.4	55.559
1020	8,250.4	6,224.8	50.360	1820	15,630.6	12,016.3	55.668
1040	8,422.4	6,357.1	50.528	1840	15,828.7	12,174.7	55.777
1060	8,595.0	6,490.0	50.693	1860	16,027.6	12,333.9	55.884